



EESTI MAAÜLIKOOL
Tehnikainstituut

Kaspar Kelgo

PÕLLUMAJANDUSMASINATE KATSESTEND

TEST BENCH FOR AGRICULTURAL EQUIPMENT

Magistritöö
Tootmistehnika õppekava

Juhendaja: dotsent Arne Küüt, *PhD*

Tartu 2018

LÜHIKOKKUVÕTE

Eesti Maaülikool Kreutzwaldi 1, Tartu 51014		Magistritöö lühikokkuvõte	
Autor: Kaspar Kelgo		Õppekava: Tootmistehnika	
Pealkiri: Põllumajandusmasinate katsestend			
Lehekülgi: 95	Jooniseid: 36	Tabeleid: 16	Lisasid: 26
<p>Õppetool: Biomajandustehnoloogiate õppetool</p> <p>ETIS-e teadusvaldkond: 4.14 Tootmistehnika ja tootmisjuhtimine</p> <p>CERCS-i eriala: T130 Tootmistehnoloogia</p> <p>Juhendaja: dotsent Arne Küüt, <i>PhD</i></p> <p>Kaitsmiskoht ja -aasta: Tartu 2018</p>			
<p>Tänapäeva põllumajandus- ja metsandusvaldkond on väga mitmekesise tehnikatasemega ning igapäevaga toodetakse üha rohkem eriseadmeid ning töomasinaid, mis aitavad kaasa valdkondade arengule. Suurenevate tootmismahtude tõttu valmistatakse järjest suuremaid ja raskemaid seadmeid, et optimeerida tööjõudlust ning vähendada ajakulu. Suurte tootmismahtude tõttu on tootmisettevõtetel vajalik kasutada eriseadmeid ja katsestende, mille abil koostada või katsetada toodetud töomasinaid ja –seadmeid, et veenduda tootmiskvaliteedis ning tagada seadmete töökindlus. Kirjeldatud eriseadmete puhul on tegemist seadmetega, mis juhivad ja käitavad töömasinat nii nagu traktor, kuid seadmete ja katsestendide parameetrid ja abisüsteemid on kohandatud tootmisettevõttele sobilikuks.</p> <p>Suurte ja raskete seadmete kasutusele võtmisega kaasneb aga piirang seadmete käitamiseks kasutatavate traktorite rakendamisel. Raskemate töomasinate kasutamine vajab ka suurema massiga traktorite kasutamist, et säilitada traktori juhtimiseks ja kasutamiseks vajalikud tingimused. Põhiline probleem on suurte seadmete tõstmisel ja transportimisel, nimelt seadme suure massi tõttu võib traktori kaalujaotus muutuda sellisel viisil, et traktori ratastel väheneb haardevõime pinnasega. Haardevõime taastamiseks kasutatakse erinevaid traktori massi suurendavaid lahendusi, kuid see suurendab ka traktori rehvide ja muude tugiosade koormusi. Täpsemalt suurenevad pinnasesurve ning koormus rehvidele ja telgedele ning väheneb traktori kasutusmugavus.</p>			

Käesoleva töö raames on uuritud töömasina ja –seadme tõstemisel tekkivaid koormusi traktori rippsüsteemis ning lisaks on uuritud kaalujaotuse muutumist. Leitud koormuste ja muutuste põhjal töötati välja matemaatilised seosed ja võrrandid, mida saab rakendada katsestendide abisüsteemides ning täiendavalt ka töömasinate ja –seadmete projekteerimisel, et arvestada seadme massist ja raskuskeskme asukohast tulenevat kaalujaotuse ja koormuste muutumist. Käesolevas töös on projekteeritud katsestend, mille abil saab katsestada põllu- ja metsatöömasinaid ning lisaks on katsestend varustatud abisüsteemidega, mis rakendavad antud töös leitud kaalujaotuse ja rippsüsteemi matemaatilisi seoseid.

Märksõnad: töömasinate katsetamine, traktori kaalujaotus, rippsüsteem, tootmise optimeerimine, töömasina raskuskese

ABSTRACT

Estonian University of Life Sciences Kreutzwaldi 1, Tartu 51014		Abstract of Master's Thesis	
Author: Kaspar Kelgo		Speciality: Production Engineering	
Title: Test Bench for Agricultural Equipment			
Pages: 95	Figures: 36	Tables: 16	Appendixes: 26
<p>Chair: Biosystems Engineering</p> <p>ETIS field of science: 4.14 Industrial Engineering and Management</p> <p>CERCS specialty: T130 Production technology</p> <p>Supervisor: docent Arne Küüt, <i>PhD</i></p> <p>Place and date: Tartu 2018</p> <p>Nowadays agricultural and forestry field has a varied technical level and new work machines and special devices that are made daily and are helping to develop those fields. Due to increasing production volumes larger and heavier machines are produced in order to optimize performance and decrease time consumption. In turn larger production volumes lead companies to a need of using special equipment and test benches, which help to construct or test produced machines and devices in order to insure and verify their production quality and reliability. Described special devices are devices that control the machine like a tractor, while its parameters and support systems are designed for the company.</p> <p>Using big and heavy equipment leads to limitations in what tractors can be used for a specific device. Heavier equipment needs heavier tractors in order to maintain necessary conditions needed for steering and using the tractor. The main problem is lifting and transporting heavy devices. Namely the weight balance of the tractor and device can change in a way that the wheels of the tractor can lose grip with the ground. In order to restore grip, different weight adding solutions are used, however adding extra weight also strains tyres and other parts. Namely the surface pressure and strain on the tyres and axles increases which leads to decreasing usability of the tractor.</p> <p>This thesis researches strains in tractors three-point linkage and the change in weight balance when lifting work machines and other devices. Mathematical relations and</p>			

equations were made based on found loads and changes in weight balance which can be used by the support system of the test bench and also before designing work machines and devices so the designer can take the weight, the shift in weight balance and the changes in loads into account.

This thesis designs a test bench which helps to test agricultural and forestry equipment. Moreover the test bench is equipped with support systems that implement the mathematical relations made in this thesis

Keywords: testing work machines, weight balance of tractors, three-point linkage, production optimization, center of mass of work machines

SISUKORD

LÜHIKOKKUVÕTE	2
ABSTRACT	4
LÜHENDITE JA TÄHISTE LOETELU	7
SISSEJUHATUS	11
1. KATSESTENDI ÜLDISELOOMUSTUS	12
1.1. Katsestendi tööpõhimõte ja kasutus otstarve	12
1.2. Estre Masinaehituse poolt katsetatavad seadmed	13
2. KATSESTENDI PROJEKTEERIMISTINGIMUSED	15
2.1. Estre Masinaehituse projekteerimistingimused katsestendile.....	15
2.2. Standardist tulenevad projekteerimistingimused	15
3. KATSESTENDI TUGEVUSARVUTUSED	19
3.1. Katsestendi osakoormused.....	19
3.2. Katsestendi koormusanalüüs.....	38
3.3. Töömasinate kaalujaotus.....	49
4. KATSESTENDI ABISÜSTEEMID.....	53
4.1. Hüdraulikasüsteem.....	53
4.2. Käitussüsteem	54
4.3. Kontroll-süsteem.....	57
4.4. Elektrisüsteem.....	58
4.4.1. Elektrisüsteemi üldine kirjeldus	58
4.4.2. Vahelduvvoolu peaahtel	58
4.4.3. Vahelduvvoolu juhtimisahel.....	60
4.4.4. Alalisvoolu peaahtel	62
5. KATSESTENDI TERVIKLIK LAHENDUS	63
KOKKUVÕTE	66
KASUTATUD KIRJANDUS	67
LISAD	68
Lisa A. Tehnilised joonised	69
Lisa B. Abisüsteemide skeemid ja joonised	87

LÜHENDITE JA TÄHISTE LOETELU

A_{min}	- tõstesilindri minimaalne kolvipindala mm^2 ;
CP_M	- veoaiskade projektsioonide lõikepunkt;
CP_v	- pikitõmmita ja veoaiskade projektsioonide lõikepunkt;
d	- tõstesilindri kolvi minimaalne läbimõõt mm ;
g	- gravitatsioonikonstant m/s^2 ;
L_1	- lüli 3-4 pikkus mm ;
L_2	- lüli 4-8 pikkus mm ;
L_3	- lüli 5-6 pikkus mm ;
L_4	- lüli 6-7 pikkus mm ;
l_1	- distantis traktori esitelje ja traktori raskuskeskme vahel m ;
l_2	- distantis traktori tagatelje ja traktori raskuskeskme vahel m ;
l_3	- distantis traktori tagatelje ja töömasina raskuskeskme vahel m ;
l_4	- distantis traktori tagatelje ja haakepunkti (sõlm 3) vahel m ;
M_m	- hüdro mootori pöördemoment Nm ;
m_1	- projekteerimistingimustest tulenev raskeim katsetatava töömasina mass kg ;
N_{1-3}	- 1. ja 3. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
N_{1-2}	- 1. ja 2. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
N_{2-10}	- 2. ja 10. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
N_{2-3}	- 2. ja 3. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
N_{3-4}	- 3. ja 4. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
N_{4-5}	- 4. ja 5. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
N_{4-8}	- 4. ja 8. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
N_{5-6}	- 5. ja 6. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
N_{6-9}	- 6. ja 9. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
N_{6-7}	- 6. ja 7. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
n_{el}	- elektrimootori pöörlemissagedus $1/min$;
n_m	- hüdro mootori väljundvõlli pöörlemissagedus $1/min$;
Q_3	- 3. sõlmes tekkiv põikjõud kN ;
Q_4	- 4. sõlmes tekkiv põikjõud kN ;
Q_5	- 5. sõlmes tekkiv põikjõud kN ;
Q_6	- 6. sõlmes tekkiv põikjõud kN ;

Q_7	- 7. sõlmes tekkiv põikjõud kN ;
Q_8	- 8. sõlmes tekkiv põikjõud kN ;
q_m	- hüdro mootori mahttootlikkus L/min ;
q_p	- hüdropumba mahttootlikkus L/min ;
P_m	- hüdro mootori väljundvõimsus kW ;
P_{max}	- hüdro mootori suurim väljundvõimsus kW ;
p_{max}	- hüdro mootori suurim lubatud töö rõhk bar ;
p_h	- hüdraulikasüsteemi normeeritud töö rõhk bar ;
p_p	- pumba arendatav töö rõhk bar ;
R	- töömasina raskusjõud, kN ;
R_A	- katsestendi esimese toereaktsioon kN ;
R_{esi}	- traktori esitelje tugikoormus kN ;
R_{taga}	- traktori tagatelje tugikoormus kN ;
$R_{töömasin}$	- töömasina raskusjõud kN ;
R_{7y}	- 7. sõlme y -telje sihiline toereaktsioon kN ;
R_{7x}	- 7. sõlme x -telje sihiline toereaktsioon kN ;
R_{8y}	- 8. sõlme y -telje sihiline toereaktsioon kN ;
R_{8x}	- 8. sõlme x -telje sihiline toereaktsioon kN ;
R_{9y}	- 9. sõlme y -telje sihiline toereaktsioon kN ;
R_{9x}	- 9. sõlme x -telje sihiline toereaktsioon kN ;
R_{10y}	- 10. sõlme y -telje sihiline toereaktsioon kN ;
R_{10x}	- 10. sõlme x -telje sihiline toereaktsioon kN ;
S	- konstruktsioonile valitud varutegur;
V_m	- hüdro mootori pöördtootlikkus cm^3/min ;
V_p	- hüdropumba pöördtootlikkus cm^3/min ;
α_1	- lokaalse $T1$ -telje ja lüli N_{1-3} vaheline nurk $^\circ$;
β_1	- lokaalse $T1$ -telje ja raskusjõu R suunavektori vaheline nurk $^\circ$;
γ_1	- lokaalse $T1$ -telje ja lüli N_{1-2} vaheline nurk $^\circ$;
δ_1	- lokaalse $S1$ -telje ja raskusjõu R suunavektori vaheline nurk $^\circ$;
ε_1	- lokaalse $S1$ -telje ja lüli N_{1-3} vaheline nurk $^\circ$;
α_2	- lokaalse $S2$ -telje ja lüli N_{1-2} vaheline nurk $^\circ$;
β_2	- lokaalse $S2$ -telje ja lüli N_{2-3} vaheline nurk $^\circ$;
γ_2	- lokaalse $S2$ -telje ja lüli N_{2-10} vaheline nurk $^\circ$;

δ_2	- lokaalse $T2$ -telje ja lüli N_{2-10} vaheline nurk °;
ε_2	- lokaalse $T2$ -telje ja lüli N_{2-3} vaheline nurk °;
α_3	- lokaalse $S3$ -telje ja lüli N_{3-4} vaheline nurk °;
β_3	- lokaalse $S3$ -telje ja lüli N_{2-3} vaheline nurk °;
γ_3	- lokaalse $T3$ -telje ja lüli N_{3-4} vaheline nurk °;
δ_3	- lokaalse $T3$ -telje ja lüli N_{1-3} vaheline nurk °;
ε_3	- lokaalse $S3$ -telje ja põikjõu Q_3 vaheline nurk °;
α_4	- lokaalse $T4$ -telje ja lüli N_{3-4} vaheline nurk °;
β_4	- lokaalse $T4$ -telje ja lüli N_{4-8} vaheline nurk °;
γ_4	- lokaalse $T4$ -telje ja lüli N_{4-5} vaheline nurk °;
δ_4	- lokaalse $S4$ -telje ja põikjõu Q_4 vaheline nurk °;
ε_4	- lokaalse $S4$ -telje ja lüli N_{4-5} vaheline nurk °;
α_5	- lokaalse $S5$ -telje ja lüli N_{4-5} vaheline nurk °;
β_5	- lokaalse $S5$ -telje ja põikjõu Q_5 vaheline nurk °;
γ_5	- lokaalse $T5$ -telje ja lüli N_{5-6} vaheline nurk °;
δ_5	- lokaalse $T5$ -telje ja lüli N_{4-5} vaheline nurk °;
α_6	- lokaalse $T6$ -telje ja lüli N_{6-9} vaheline nurk °;
β_6	- lokaalse $T6$ -telje ja lüli N_{5-6} vaheline nurk °;
γ_6	- lokaalse $T6$ -telje ja lüli N_{6-7} vaheline nurk °;
δ_6	- lokaalse $S6$ -telje ja lüli N_{6-9} vaheline nurk °;
ε_6	- lokaalse $S6$ -telje ja põikjõu Q_6 vaheline nurk °
θ_6	- lokaalse $S6$ -telje ja lüli N_{5-6} vaheline nurk °;
α_7	- lokaalse $T7$ -telje ja põikjõu Q_7 vaheline nurk °;
β_7	- lokaalse $T7$ -telje ja toereaktsiooni R_{7x} vaheline nurk °;
γ_7	- lokaalse $T7$ -telje ja lüli N_{6-7} vaheline nurk °;
δ_7	- lokaalse $S7$ -telje ja lüli N_{6-7} vaheline nurk °;
ε_7	- lokaalse $S7$ -telje ja põikjõu Q_7 vaheline nurk °;
θ_7	- lokaalse $S7$ -telje ja toereaktsiooni R_{7y} vaheline nurk °;
α_8	- lokaalse $S8$ -telje ja lüli N_{4-8} vaheline nurk °;
β_8	- lokaalse $S8$ -telje ja toereaktsiooni R_{8y} vaheline nurk °;
γ_8	- lokaalse $S8$ -telje ja põikjõu Q_8 vaheline nurk °;
δ_8	- lokaalse $T8$ -telje ja toereaktsiooni R_{8x} vaheline nurk °;
ε_8	- lokaalse $T8$ -telje ja lüli N_{4-8} vaheline nurk °;
α_9	- lokaalse $T9$ -telje ja lüli N_{6-9} vaheline nurk °;

β_9	- lokaalse $S9$ -telje ja lüli N_{6-9} vaheline nurk °;
γ_9	- lokaalse $S9$ -telje ja toereaktsiooni R_{8y} vaheline nurk °;
δ_9	- lokaalse $T9$ -telje ja toereaktsiooni R_{8x} vaheline nurk °;
α_{10}	- lokaalse $S10$ -telje ja lüli N_{2-10} vaheline nurk °;
β_{10}	- lokaalse $T10$ -telje ja lüli N_{2-10} vaheline nurk °;
γ_{10}	- lokaalse $T10$ -telje ja toereaktsiooni R_{10y} vaheline nurk °;
δ_{10}	- lokaalse $S10$ -telje ja toereaktsiooni R_{10x} vaheline nurk °;
μ_v	- mahuline kasutegur;
μ_t	- mehaaniline kasutegur;

SISSEJUHATUS

Erinevate seadmete ja masinate tootmine on tänapäeval vägagi mitmekülgne ning keerukas toiming. Ettevõtete toodang on väga mitmekesine ning omavahel põimunud. Üha rohkem kasutatakse seadmete ja masinate tootmises nii elektroonikat kui ka hüdraulikasüsteeme ning tihti-peale on seadmete mehaaniline osa vägagi suure täpsusega, et muuta toodangut kompaktsemaks ning vähem materjalinõudvaks. Keerukate ja omavahel põimunud süsteemide tervikuna kasutamine nõuab täiendatud ressursse toodangu konstrueerimiseks ning kasutusele võtmiseks. Tänapäeva ühiskonnas on vägagi olulisel kohal ettevõtete maine ja tuntus ning sellest tulenevalt rakendavad ettevõtted üha rohkem ressursse oma toodangu katsetamisele ning kvaliteedikontrollile. Seda kõike selleks, et toota töökindlaid masinaid ja seadmeid, optimeerida uusi tooteid juba tootmisfaasis ning kindlustada olukord, kus tootmisüksusest väljuv toode on eelnevalt kontrollitud ja katsetatud. Suuremate masinate ja seadmete puhul, mis kasutavad erinevaid süsteeme üheaegselt, kasutatakse tihtipeale erinevaid katsestende, mille abil on võimalik toodangut käitada ja operaatori poolt kontrollida ja hinnata toodangu kvaliteeti. Seetõttu vähenevad aja- ja ressursikulutused, sest toodangut on võimalik koheselt parandada, ilma et see vahepeal kliendini toimetataks.

Käesoleva töö eesmärgiks on töö autori poolt projekteerida katsestend, mille abil on võimalik katsetada traktori haakes kasutatavaid töomasinaid ja -seadmeid. Lisaks on katsestendil loodud ka võimekus hinnata ja analüüsida töomasina poolt tekkivat koormust ning sellest tulenevalt on võimalik katseliselt määrata töomasina võimsustarve ning muud parameetrid, mida on vajalik töomasina ohutuks ja otstarbekaks rakendamiseks. Käesoleva töö raames projekteeritud katsestendi abil on võimalik töomasinat tõsta ja langetada maapinnale nii, nagu toimuksid kirjeldatud funktsioonid reaalses olukorras traktoril. Samuti on võimalik pingestada töomasina elektrisüsteemi, survestada hüdraulikasüsteemi ning käitusvõlli abil käitada töomasina mehaanilist osa, mille põhjal on võimalik hinnata, kas seadme erinevates süsteemides esineb rikkeid või muid probleeme. Lisaks sellele on katsestendil eraldiseisev elektroonikablokk, mille tulemusena on võimalik hinnata ja analüüsida traktori haakes kasutatavate töomasinate tööparameetreid, koormust traktorile ja muid faktoreid, mis mõjutavad otseselt traktori suuruslikke ja võimsuslikke parameetreid. Katsestendi projekteerimisel on kirjeldatud ja selgitatud kõiki katsestendi ehitusest ja kasutusotstarbest tulenevaid etappe ja tingimusi.

1. KATSESTENDI ÜLDISELOOMUSTUS

1.1. Katsestendi tööpõhimõte ja kasutus otstarve

Käesoleva töö raames projekteeritud katsestend on vajalik, et katsetada traktori haakes kasutatavaid töömasinaid ja seadmeid. Katsestendi abil on võimalik hinnata ja analüüsida, kuidas käitub töömasin, kui masin oleks haagitud traktori külge. Projekteeritud katsestend on ehituselt traktori rippsüsteemi imitatsioon töökoja tingimustes. Katsestend sisaldab traktoritel kasutusel olevat rippsüsteemi koos hüdro-, elektri- ning käitusvõlli süsteemiga. Lisaks on katsestend varustatud elektroonikasüsteemiga, mis kontrollib eelnevates süsteemides tekkivaid koormusi ning selle tulemusel on võimalik hinnata töömasina käitamiseks eeldatavaid parameetreid. Katsetatav töömasin haagitakse katsestendile traktoritel kasutatavate veoaiskade abil. Rippsüsteemi abil on võimalik töömasinat tõsta ja langetada täpselt nii nagu seda teeb traktor reaalses olukorras. Lisaks on võimalik hüdrostsüsteemi abil juhtida töömasina hüdrostsilindreid, et hinnata nende liikuvust ning tuvastada võimalikke lekkeid. Katsestendil oleva elektrisüsteemi abil on võimalik pingestada töömasina elektrisüsteemi ning seetõttu on võimalik kontrollida, kas töömasinal olevad elektrilised komponendid töötavad sel viisil, nagu on ettenähtud masina tootja poolt. Sellega suurendab ettevõtte tõenäosust, et toodetud töömasin on nõuete kohaselt komplekteeritud ning kõik süsteemid on töökorras.

Katsestendi põhieesmärk on tootmisüksuses valmis toodangu katsetamine ja hindamine, et selgitada välja, kas toodang on õigesti komplekteeritud ning kas vajalikud süsteemid on tootja poolt kontrollitud. Selle põhjal saab tootja olla veendunud, et kliendile üleantav toodang on kvaliteetne ning tootmisest tulenevaid pretensioone kliendi poolt ei ole. Lisaks eelnevale on võimalik katsestendi abil katseliselt hinnata ja analüüsida töömasina jaoks vajalikke parameetreid ning sellest tulenevalt määrata töömasina käitamiseks vajaliku traktori põhikriteeriumid. Katsestendi põhjal on võimalik hinnata traktori rippsüsteemi minimaalset tõstevõimet, käitusvõlli minimaalset võimsust, traktori minimaalset massi ning hüdro- ja elektrisüsteemi minimaalset võimekust, mida konkreetne töömasin vajab, et seda nõuetekohaselt käitada ja rakendada. Katsestendi kaudne eesmärk on projekteerimisel olevate töömasinate ja –seadmete konstruktsiooniliste lahenduste parameetrite hindamine matemaatiliste seoste abil. Nimelt katsestendi projekteerimisel on koostatud matemaatilised seosed, mille põhjal eelnevalt mainitud elektroonikaplokk hindab traktori põhikriteeriume,

kuid nimetatud seoseid on võimalik kasutada katsestendist sõltumatult ning selle põhjal on võimalik traktori põhikriteeriume kontrollida ja hinnata töömasina projekteerimisfaasis. Selle põhjal on võimalik vähendada seadme projekteerimisel tekkivaid eksimusi.

1.2. Estre Masinaehituse poolt katsetatavad seadmed

Käesoleva töö objektiks olev katsestend on projekteeritud koostöös ettevõttega Estre Masinaehitus, kes tegeleb peamiselt traktoritele erinevate töömasinate ja -seadmete tootmisega. Estre Masinaehitus toodab peamiselt põllu- ja metsamajanduse ning teehoolduse ja haljastuse seadmeid ja masinaid. Projekteeritud katsestend on vajalik kõigi toodangugruppide katsetamiseks ning käitamiseks. Katsestendi funktsioone saab ilmnestada Estre Masinaehituse toodetega, mis on toodud alljärgnevatel joonistel.



Joonis 1.1. Palgihaarats (vasakul) ning lumesahk (paremal). [1]

Joonisel 1.1 kujutatud palgihaarats ning lumesahk kujutavad katsestendi mitmefunktsioonilise hüdroüsteemi vajalikkust. Nimelt joonisel 1.1 kujutatud tüüpi seadmete puhul on vajalik, et katsestend tõstaks ja langetaks töömasinat ning seadme hüdroüsteemi survestamine on vajalik, et hinnata masina üksikosade nõuetekohast liikuvust.



Joonis 1.2. Poomniiduk (vasakul) ja halumasin (paremal). [1]

Joonisel 1.2 kujutatud poomniiduk ja halumasin väljendavad katsestendi käitusvõlli funktsiooni vajalikkust. Joonisel 1.2 kujutatud tüüpi seadmete puhul on vajalik, et katsestend oleks varustatud käitussüsteemiga, mille abil on võimalik käitada seadme mehaanilist osa. Lisaks käitamisele on vajalik seadme elektrisüsteemi pingestada, et seadme kõiki funktsioone oleks võimalik kontrollida ja hinnata.

2. KATSESTENDI PROJEKTEERIMISTINGIMUSED

2.1. Estre Masinaehituse projekteerimistingimused katsestendile

Katsestendi projekteerimiseks seadis Estre Masinaehitus eeldustingimused, millele katsestend peab vastama. Põhiline katsestendile määratud kriteerium on tõstevõime ning rippsüsteemi detailide määrangud. Estre Masinaehituse põhinõuded on toodud järgnevas loetelus.

Katsestendi projekteerimistingimused:

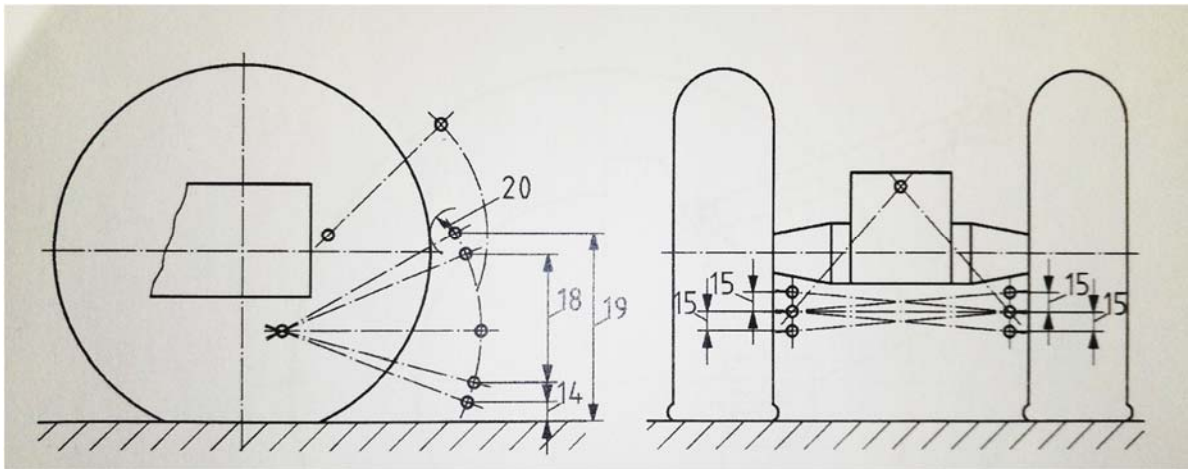
1. Võimekus tõsta töömasinaid ja -seadmeid massiga kuni 1400 kg.
2. Kiirlukustitega III kategooria rippsüsteemi ühendusviis töömasinaga.
3. Traktoritel kasutatavate hüdrostsüsteemi kiirühendus liitmikud $\frac{3}{4}$ tolli suurusega.
4. Hüdrostsüsteem vähemalt kolme funktsioonilise jaotiga.
5. Käitusvõlli võimekus saavutada seadme käitamine sujuvalt pöörlemisagedusel 0-st kuni 1000-ne pöördeni minutis ning sealjuures säilitada operaatori poolt määratud väärtus.
6. Alalisvoolu 12-voldine ning 24-voldine väljavõte tööseadmete elektrisüsteemi pingestamiseks.
7. Operaatori töökoha kaitsed ja funktsioonide piirangud ohutuse tagamiseks.

Estre Masinaehituse poolt seatud projekteerimistingimused kujutavad endast katsestendi põhifunktsioonide otstarvet ning nende tingimuste põhjal valitakse katsestendi projekteerimiseks ja konstrueerimiseks vajalikud komponendid.

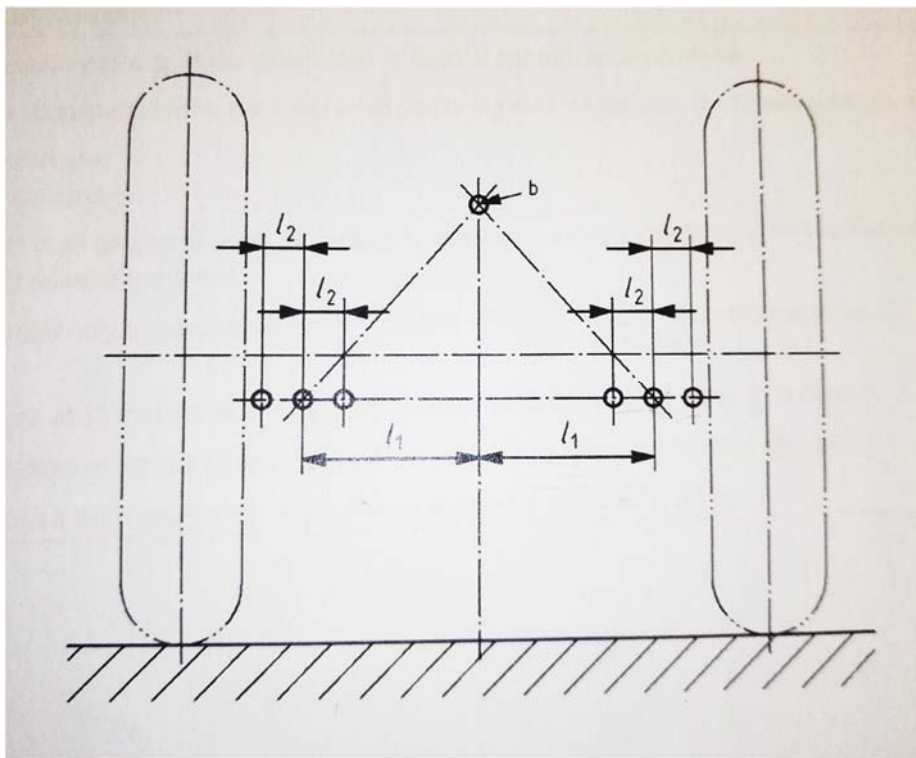
2.2. Standardist tulenevad projekteerimistingimused

Katsestendil kasutatav rippsüsteem on projekteeritud rahvusvahelise standardi ISO/DIS 730 nõuete kohaselt. Nimetatud standard määrab traktoritel kasutatavate rippsüsteemi detailide mõõtmed ja omavahelised vahekaugused. Standardi ISO/DIS 730 põhjal on võetud esmased tingimused, mille põhjal katsestendi on võimalik projekteerida. Nimetatud standard määrab, missuguses vahemikus ning missuguse mõõduga peavad olema rippsüsteemi erinevad detailid ning lisaks mõõtudele on standardis skemaatiliselt kujutatud rippsüsteemi üksikosade paiknemist, mille otseseid mõõtmeid ei ole standardiga määratud. Standardi ISO/DIS 730

skemaatilisi kujutisi on näidatud alljärgnevatel joonistel 2.1. ja 2.2, lisaks on joonistel kujutatud suuruste väärtused välja toodud tabelis 2.1 (käesolevas töös lk 14).



Joonis 2.1. Rippüsteemi sõlmede vertikaalsed vahekaugused standardist ISO/DIS 730. [2]

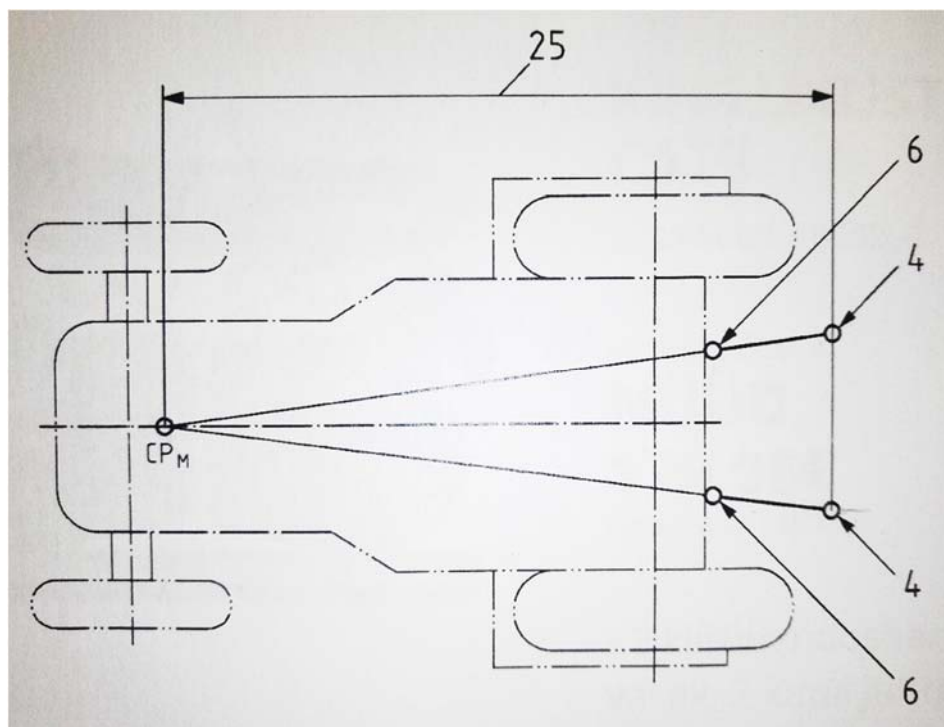


Joonis 2.2. Rippüsteemi sõlmede horisontaalsed vahekaugused standardist ISO/DIS 730. [2]

Tabel 2.1 Standardi ISO/DIS 730 tehnilised parameetrid joonistele 2.1 ja 2.2. [2]

Tähis joonisel	Kirjeldus	Väärtus
14	Haakepunkti madalaim kõrgus	max. 200 mm
15	Haakepunkti vertikaalne reguleeritavus	min. 125 mm
18	Haakepunkti vertikaalne liikuvus	min. 735 mm
19	Haakepunkti transpordi kõrgus	min. 1065 mm
20	Haakepunkti takistusteta piirkond	min. 100 mm
l_1	Haakepunkti distant keskkeljeni	435 mm
l_2	Haakepunkti horisontaalne reguleeritavus	min. 125 mm

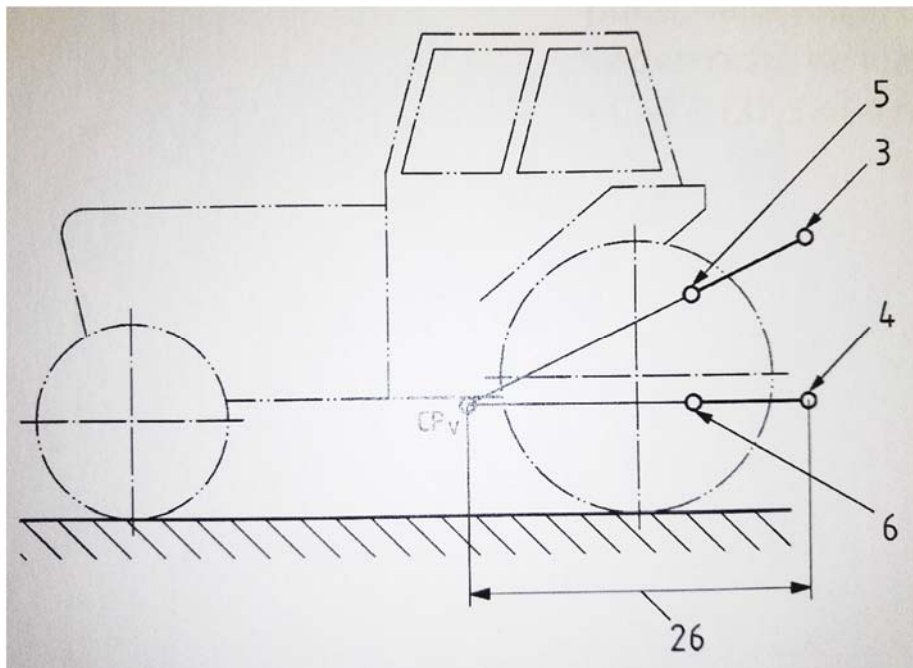
Tabeli 2.1 põhjal on näha, et rippsüsteemi tööseadme poolsete ühenduste vahekaugused on konkreetsete suurustena välja toodud ning kirjeldatud suurused on standardist tulenevad põhinõuded, mida tuleb järgida katsestendi projekteerimisel. Antud standardi järgimine on vajalik, et katsestatavaid töömasinaid ja –seadmeid oleks võimalik katsestendiga sobitada. Standardiga ei ole määratud rippsüsteemi traktori poolsete sõlmede vahekaugusi, kuid on kujutatud soovituslikud vahemikud või detailide projektsioonid, mida tuleb arvestada, et oleks tagatud rippsüsteemi ja töömasina stabiilne olek rippsüsteemi erinevates asendites.



Joonis 2.3. Rippsüsteemi veoaiskade projektsioonid traktori suhtes. [2]

Joonisel 2.3. on kujutatud veoaiskade projektsioonid ning veoaiskade sõlmede paiknemine traktori pikitelje suhtes. Joonisel on kujutatud veoaiskade projektsioonide lõikumispunkti (CP_M) ja veoaisa haakepunkti (4) ning soovitusliku suurusena on projektsioonide

lõikumispunkti ja veoaisa haakepunkti vahekaugus (25), milleks kirjeldatud standardi kohaselt on 1800-2400 mm. [2]



Joonis 2.4. Rippsüsteemi pikitõmmita ja veoaiskade projektsioonid traktori suhtes. [2]

Joonisel 2.4. on kujutatud rippsüsteemi pikitõmmita ja veoaiskade projektsioonide paiknemine traktori pikiteljel. Joonisel on välja toodud projektsioonide lõikumispunkti (CP_v) ja veoaiskade haakepunkti (4) omavaheline kaugus (26), milleks on standardi kohaselt 0,9 traktori teljevahest ehk baasist. Standard ISO/DIS 730 määratleb, et kui eelnevalt kirjeldatud väärtusi (25 ja 26) ei järgita, siis suure tõenäosusega ei ole töömasina rakendamine stabiilne ning töömasina töökvaliteet langeb olulisel määral.

3. KATSESTENDI TUGEVUSARVUTUSED

3.1. Katsestendi osakoormused

Katsestendi alusraam on kogu katsestendi kandev konstruktsioon, millele tuleb paigaldada kõik katsestendi eraldiseisvad süsteemi osad ning komponendid. Alusraami ehitust mõjutavad rippüsteemi detailide mõõtmed, omavaheline paigutus ja töomasina mass ning raskuskeskme asukoht. Alusraamile toetuvad rippüsteemi detailid ja mehhanismid, milleks on veoaisad, tõmmitsad ning tõstesilindrid. Lisaks paigutatakse raamile abisüsteemide komponendid ja katsestendi juhtimisseadmed.

Alusraami projekteerimiseks on vajalik leida raamile tekkivad koormused ning selle põhjal teostada alusraami detailidele koormusanalüüs. Raamile tekkiva koormuse parameetrid sõltuvad katsetatava töomasina massist ning massi raskuskeskme kaugusest rippüsteemi sõlmede omavahelistest paigutusest. Alusraami koormusanalüüsi jaoks on vajalik leida raami detailide ja ühendussõlmede osakoormused ning selleks kasutatakse sõlmede eraldamise meetodit. Leitud osakoormuste põhjal saab tervikliku alusraami jaotada eraldiseisvateks raami osadeks ja raami detaile leitud osakoormuste põhjal koormata ning hinnata nende koormustaluvust. Katsestendi osakoormuste arvutamiseks kasutatakse matemaatilist arvutusprogrammi *MathCad 15*, millega koostatakse vajalikud sõlmede tasakaalu võrrandid. Lisaks kasutatakse tasapinnalise konstruktsiooni jõudude analüüsiprogrammi *Ftool*, millega kontrollitakse tasakaaluvõrranditega leitud väärtusi.

Arvestades teises peatükis välja toodud projekteerimistingimusi ning täiendavalt asjaolu, et katsestend peab taluma koormust igas rippüsteemi asendis seejuures teadmata katsetatava töomasina parameetreid, tuleb valida töomasina parameetriteks suuremad väärtused, kui on projekteerimistingimustes kujutatud. Selleks, et tagada konstruktsiooni püsivus erinevates koormusrežiimides, võetakse kasutusele varutegur. Tugevusõpetuse teooria kohaselt on varuteguritel kindlad piirmäärad, mille väärtus sõltub kasutatavast konstruktsioonist ning koormuse omapärast. Varutegurit vahemikus 1,2...1,5 soovitatakse kasutada usaldatavate materjalide ning kontrollitavate kasutustingimuste puhul. Varutegurit vahemikus 1,5...2,0 soovitatakse kasutada hästituntud materjalide ning vähemuutuvate keskkonnatingimuste puhul. Eelneva teooria põhjal valime varuteguri mõlema vahemiku piirmäära lähedale, milleks on 1,5. [3, lk 159-163]

$$R = m_1 \cdot g \cdot S \quad (3.1)$$

kus R on katsetatava töömasina raskusjõud N ;

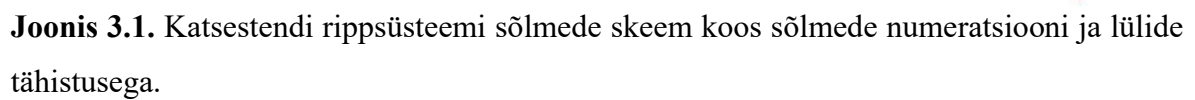
m_1 – projekteerimistingimustest tulenev raskeim katsetatava töömasina mass kg ;

g – gravitatsioonikonstant m/s^2 ;

S – konstruktsioonile valitud varutegur.

Valemiga 3.1 on leitud töömasina raskusjõud R , mis arvestab ettemääratud projekteerimistingimusi ning tugevusõpetuse põhjal valitud varutegurit. Kirjeldatud võrrandiga leitakse raskusjõuks 20594 N , mille võime konstruktiivselt valida 20 kN , sest sellest tulenevalt jääb katsestendi varutegur endiselt piisavaks (täpne varutegur 1.46), kuid ümardatud väärtuse puhul on lihtsam teostada sõlmede eraldamise meetodit. Ümardatud raskusjõu puhul on vägagi lihtne võrrelda sõlmedes ja lülides tekkivaid koormusi. Lisaks eelnevale on vajalik hinnata töömasina raskusjõu rakenduspunkti kaugust veoaiskade haakepunktist (lüli 1-3 pikkus joonisel 3.1). Valitud kirjeldatud suurus on töö autori poolt konstruktiivselt valitud, hinnates põllu-, metsa- ja teehooldusmasinate suurusid ning võimalikke raskuskeskme asukohti. Käesoleva töö tugevusarvutustes on kirjeldatud suuruseks valitud 2000 mm .

Sõlmede eraldamise meetodi jaoks on vajalik esmalt koostada sõlmede skeem, kus on kujutatud kõik mehhanismis olevad sõlmed ning mehhanismile mõjuvad koormused. Lisaks tähistatakse sõlmede vahelised lülid, et kujutada lülisid kõikides eraldatud sõlmedes. Sõlmede eraldamise meetodi rakendamine toimub viisil, kus vaadeldav sõlm eraldatakse kogu mehhanismist, st. et kujundlikult lõigataks välja mehhanismist sellisel viisil, et on näha vaid kujutatud sõlme kohta eksisteerivad koormused ning mehhanismi osad. Sõlmede eraldamise meetodi kohaselt on teada, et igas sõlmes peab vastama rakenduvate jõudude summaarne tasakaal. Selleks on igal sõlmel kujutatud sõlme lokaalne teljestik, mille alusel koostatakse eraldatud sõlmes jõudude tasakaalu seosvõrrandid iga telje kohta ning seosvõrranditest avaldatakse otsitavad väärtused, mida rakendatakse järgmistes sõlmede eraldamistes.



21

$$\sum S1 = N_{1-2} \cdot \cos(\gamma_1) - N_{1-3} \cdot \cos(\alpha_1) - R \cdot \cos(\beta_1) = 0 \quad (3.2)$$

$$N_{1-3} = \frac{-R \cdot \cos(\beta_1) + N_{1-2} \cdot \cos(\gamma_1)}{\cos(\alpha_1)}$$

$$\sum T1 = -N_{1-2} \cdot \cos(\varepsilon_1) + R \cdot \cos(\delta_1) = 0 \quad (3.3)$$

$$N_{1-2} = -N_{1-3} \cdot \cos(\varepsilon_1) + R \cos(\delta_1)$$

kus N_{1-3} on 1. ja 3. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;

N_{1-2} - 1. ja 2. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;

R - töömasina raskuskeskmesse koondatud raskusjõud kN ;

α_1 - lokaalse $T1$ -telje ja lüli N_{1-3} vaheline nurk $^\circ$;

β_1 - lokaalse $T1$ -telje ja raskusjõu R suunavektori vaheline nurk $^\circ$;

γ_1 - lokaalse $T1$ -telje ja lüli N_{1-2} vaheline nurk $^\circ$;

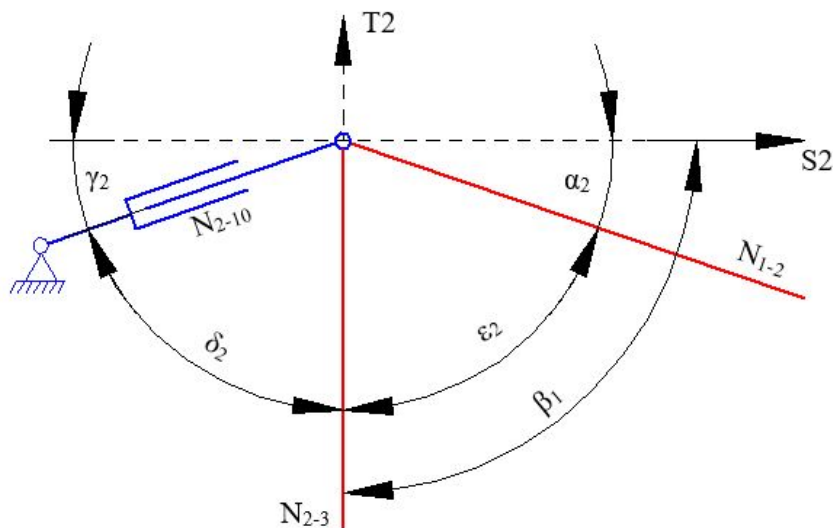
δ_1 - lokaalse $S1$ -telje ja raskusjõu R suunavektori vaheline nurk $^\circ$;

ε_1 - lokaalse $S1$ -telje ja lüli N_{1-3} vaheline nurk $^\circ$.

Tabel 3.1. Sõlme number 1 eraldamisel kasutatud algandmed

Tähis	Väärtus
R	20 kN
α_1	71,094 $^\circ$
β_1	18,906 $^\circ$
γ_1	90 $^\circ$
δ_1	71,094 $^\circ$
ε_1	18,906 $^\circ$

Esimese eraldatud sõlme kujutis on joonisel 3.2. Esimese sõlme eraldamise käigus leitakse pikijõud N_{1-3} (valem 3.2) ja N_{1-2} (valem 3.3). Eelnevas tabelis 3.1 on välja toodud otsitavate suuruste jaoks vajalikud algandmed. Lüli $1-3$ puhul tekib survejõud 58,395 kN ning lüli $1-2$ puhul tekib tõmbejõud 61,725 kN .



Joonis 3.3. Sõlme number 2 eraldus.

$$\sum S2 = N_{1-2} \cdot \cos(\alpha_2) + N_{2-3} \cdot \cos(\beta_2) - N_{2-10} \cdot \cos(\gamma_2) = 0 \quad (3.4)$$

$$N_{2-10} = \frac{N_{1-2} \cdot \cos(\alpha_2) + N_{2-3} \cdot \cos(\beta_2)}{\cos(\gamma_2)}$$

$$\sum T2 = N_{2-3} - N_{1-2} \cdot \cos(\epsilon_2) - N_{2-10} \cdot \cos(\delta_2) = 0 \quad (3.5)$$

$$N_{2-3} = -N_{1-2} \cdot \cos(\epsilon_2) - N_{2-10} \cdot \cos(\delta_2)$$

kus N_{2-10} on 2. ja 10. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;

N_{1-2} - 1. ja 2. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;

N_{2-3} - 2. ja 3. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;

α_2 - lokaalse $S2$ -telje ja lüli N_{1-2} vaheline nurk $^\circ$;

β_2 - lokaalse $S2$ -telje ja lüli N_{2-3} vaheline nurk $^\circ$;

γ_2 - lokaalse $S2$ -telje ja lüli N_{2-10} vaheline nurk $^\circ$;

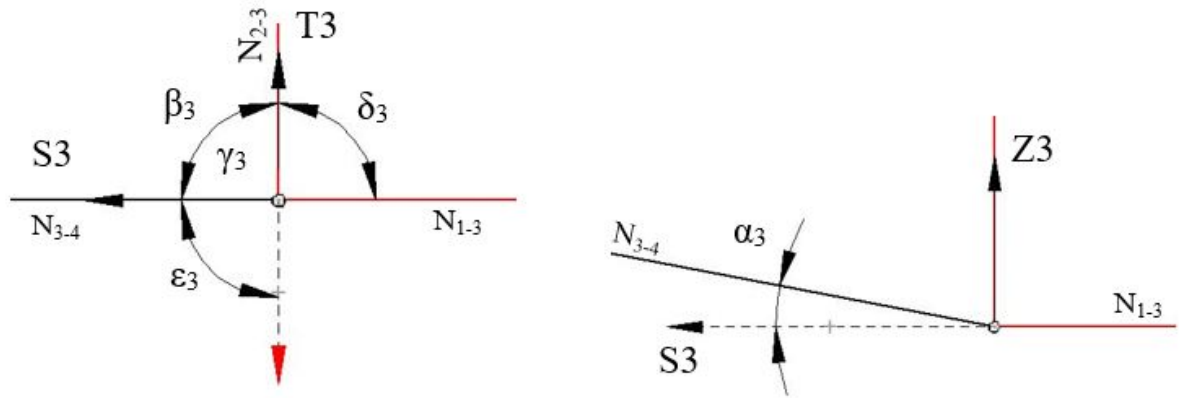
δ_2 - lokaalse $T2$ -telje ja lüli N_{2-10} vaheline nurk $^\circ$;

ϵ_2 - lokaalse $T2$ -telje ja lüli N_{2-3} vaheline nurk $^\circ$.

Tabel 3.2. Sõlme number 2 eraldamisel kasutatud algandmed

Tähis	Väärtus
N_{1-2}	61,725 kN
α_2	18,906 $^\circ$
β_2	90 $^\circ$
γ_2	19,084 $^\circ$
δ_2	70,916 $^\circ$
ϵ_2	71,094 $^\circ$

Teise eraldatud sõlme kujutis on joonisel 3.3. Teise sõlme eraldamise käigus leitakse osade N_{2-10} (valem 3.4) ja N_{2-3} (valem 3.5) pikijõud. Eelnevas tabelis 3.2 on välja toodud otsitavate suuruste jaoks vajalikud algandmed. Lüli N_{2-10} puhul tekib tõmbejõud 61,791 kN ning lüli N_{2-3} puhul tekib survejõud 40,203 kN.



Joonis 3.4. Kolmanda sõlme eraldus. Vasakul on sõlme horisontaalne vaade (TS -tasand) ning paremal on sõlme vertikaalne vaade (ZS -tasand).

$$\sum S_3 = N_{3-4} \cdot \cos(\alpha_3) + N_{1-3} + N_{2-3} \cdot \cos(\beta_3) + Q_3 \cdot \cos(\epsilon_3) = 0 \quad (3.6)$$

$$N_{3-4} = \frac{N_{1-3} + N_{2-3} \cdot \cos(\beta_3) + Q_3 \cdot \cos(\epsilon_3)}{\cos(\alpha_3)}$$

$$\sum T_3 = N_{3-4} \cdot \cos(\gamma_3) + N_{1-3} \cdot \cos(\delta_3) + N_{2-3} - Q_3 = 0 \quad (3.7)$$

$$Q_3 = N_{3-4} \cdot \cos(\gamma_3) + N_{1-3} \cdot \cos(\delta_3) + N_{2-3}$$

kus N_{3-4} on 3. ja 4. sõlme vahelise lüli pikijõud kN;

Q_3 - 3. sõlmes tekkiv põikjõud kN;

N_{1-3} - 1. ja 3. sõlme vahelise lüli pikijõud kN;

N_{2-3} - 2. ja 3. sõlme vahelise lüli pikijõud kN;

α_3 - lokaalse S_3 -telje ja lüli N_{3-4} vaheline nurk °;

β_3 - lokaalse S_3 -telje ja lüli N_{2-3} vaheline nurk °;

γ_3 - lokaalse T_3 -telje ja lüli N_{3-4} vaheline nurk °;

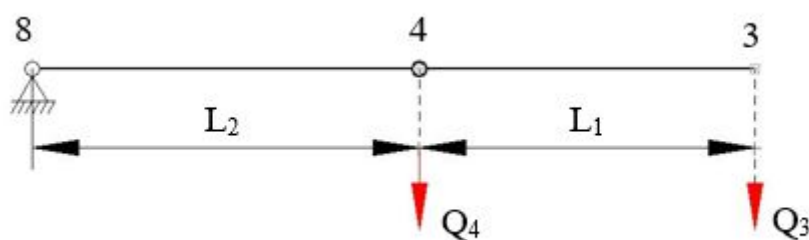
δ_3 - lokaalse T_3 -telje ja lüli N_{1-3} vaheline nurk °;

ϵ_3 - lokaalse S_3 -telje ja põikjõu Q_3 vaheline nurk °.

Tabel 3.3. Sõlme number 3 eraldamisel kasutatud algandmed.

Tähis	Väärtus
N_{1-3}	-58,395 kN
N_{2-3}	-40,203 kN
α_3	10,869 °
β_3	90 °
γ_3	90 °
δ_3	90 °
ε_3	90 °

Kolmanda eraldatud sõlme kujutis on joonisel 3.4. Kolmanda sõlme eraldamise käigus leitakse osa N_{3-4} (valem 3.6) pikijõu ja kolmandas sõlmes tekkiva põikjõu Q_3 (valem 3.7) väärtused. Eelnevas tabelis 3.3 on välja toodud otsitavate suuruste jaoks vajalikud algandmed. Lüli N_{3-4} puhul tekib survejõud 59,462 kN ning Q_3 koormusena tekib põikjõud 40,203 kN. Tekkinud põikjõud Q_3 kandub järgmisesse sõlme (4. sõlm) üle jõuõlgade meetodil, mistõttu tuleb enne neljanda sõlme eraldamist leida neljandas sõlmes tekkiv põikjõud Q_4 .



Joonis 3.5. Sõlme number 4 põikjõu arvutusskeem.

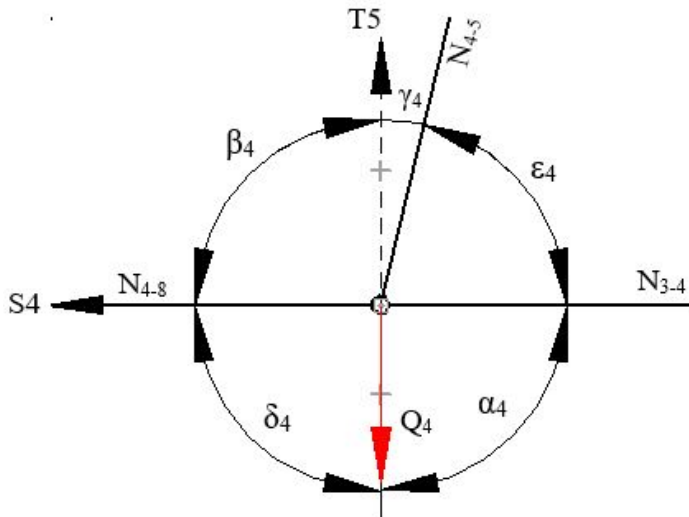
$$Q_4 = \frac{Q_3 \cdot (L_2 + L_1)}{L_2} \quad (3.8)$$

kus Q_4 - 4. sõlmes tekkiv põikjõud kN;

Q_3 - 3. sõlmes tekkiv põikjõud kN;

L_1 - lüli N_{3-4} pikkus mm;

L_2 - lüli N_{4-8} pikkus mm.



Joonis 3.6 Sõlme number 4 eraldus.

$$\sum T4 = N_{3-4} \cdot \cos(\alpha_4) + N_{4-8} \cdot \cos(\beta_4) + N_{4-5} \cdot \cos(\gamma_4) - Q_4 = 0 \quad (3.9)$$

$$N_{4-5} = \frac{-N_{3-4} \cdot \cos(\alpha_4) - N_{4-8} \cdot \cos(\beta_4) + Q_4}{\cos(\gamma_4)}$$

$$\sum S4 = N_{4-8} - N_{3-4} + Q_4 \cdot \cos(\delta_4) - N_{4-5} \cdot \cos(\varepsilon_4) = 0 \quad (3.10)$$

$$N_{4-8} = N_{3-4} - Q_4 \cdot \cos(\delta_4) - N_{4-5} \cdot \cos(\varepsilon_4)$$

kus N_{4-5} on 4. ja 5. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;

N_{4-8} on 4. ja 8. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;

Q_4 - 4. sõlmes tekkiv põikjõud kN ;

N_{3-4} - 3. ja 4. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;

α_4 - lokaalse $T4$ -telje ja lüli N_{3-4} vaheline nurk $^\circ$;

β_4 - lokaalse $T4$ -telje ja lüli N_{4-8} vaheline nurk $^\circ$;

γ_4 - lokaalse $T4$ -telje ja lüli N_{4-5} vaheline nurk $^\circ$;

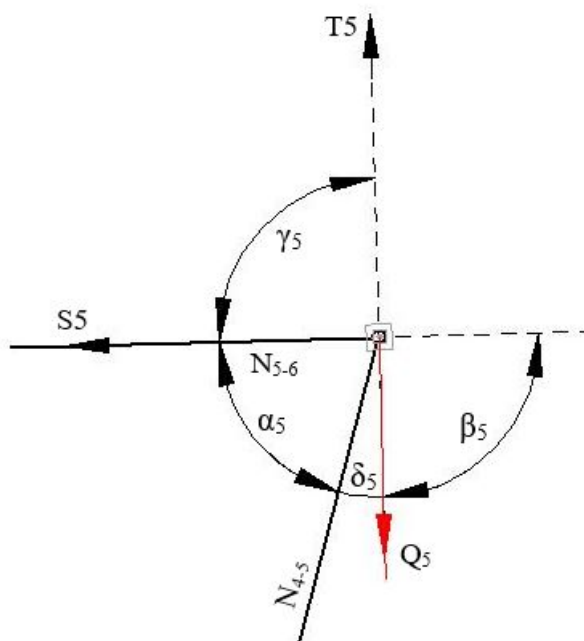
δ_4 - lokaalse $S4$ -telje ja põikjõu Q_4 vaheline nurk $^\circ$;

ε_4 - lokaalse $S4$ -telje ja lüli N_{4-5} vaheline nurk $^\circ$.

Tabel 3.4. Sõlme number 4 eraldamisel kasutatud algandmed

Tähis	Väärtus
Q_3	-58,395 kN
Q_4	75,855 kN
N_{3-4}	-59,462 kN
L_1	470 mm
L_2	530 mm
α_4	90 °
β_4	90 °
γ_4	0,781 °
δ_4	90 °
ε_4	89,219 °

Neljanda eraldatud sõlme kujutis on joonisel 3.5. ja 3.6. Neljanda sõlme eraldamise käigus leitakse osade N_{4-5} (valem 3.9) ja N_{4-8} (valem 3.10) pikijõud ning neljandas sõlmes tekkiv põikjõud Q_4 (valem 3.8). Eelnevas tabelis 3.4 on välja toodud otsitavate suuruste jaoks vajalikud algandmed. Lüli N_{4-5} puhul tekib survejõud 75,862 kN ja lüli N_{4-8} puhul tekib survejõud 58,428 kN ning Q_4 koormusena tekib põikjõud 75,855 kN.



Joonis 3.7. Sõlme number 5 eraldus.

$$\sum S5 = N_{5-6} - N_{4-5} \cdot \cos(\alpha_5) + Q_5 \cdot \cos(\beta_5) = 0 \quad (3.11)$$

$$N_{5-6} = N_{4-5} \cdot \cos(\alpha_5) - Q_5 \cdot \cos(\beta_5)$$

$$\sum T5 = N_{5-6} \cdot \cos(\gamma_5) - Q_5 - N_{4-5} \cdot \cos(\delta_5) = 0 \quad (3.12)$$

$$Q_5 = N_{5-6} \cdot \cos(\gamma_5) - N_{4-5} \cdot \cos(\delta_5)$$

kus N_{5-6} on 5. ja 6. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;

Q_5 - 5. sõlmes tekkiv põikjõud kN ;

N_{4-5} on 4. ja 5. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;

α_5 - lokaalse $S5$ -telje ja lüli N_{4-5} vaheline nurk $^\circ$;

β_5 - lokaalse $S5$ -telje ja põikjõu Q_5 vaheline nurk $^\circ$;

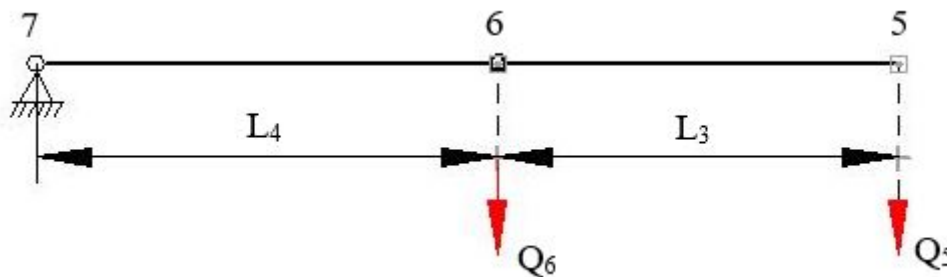
γ_5 - lokaalse $T5$ -telje ja lüli N_{5-6} vaheline nurk $^\circ$;

δ_5 - lokaalse $T5$ -telje ja lüli N_{4-5} vaheline nurk $^\circ$.

Tabel 3.5. Sõlme number 5 eraldamisel kasutatud algandmed

Tähis	Väärtus
N_{4-5}	-75,862 kN
α_5	87,624 $^\circ$
β_5	90 $^\circ$
γ_5	90 $^\circ$
δ_5	2,376 $^\circ$

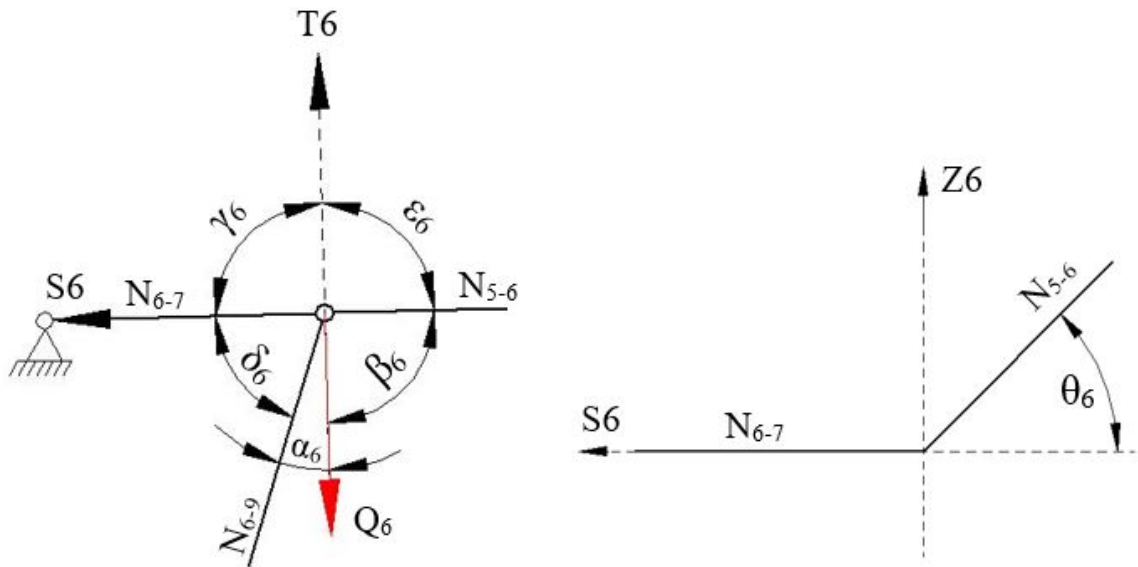
Viienda eraldatud sõlme kujutis on joonisel 3.7. Viienda sõlme eraldamise käigus leitakse osa N_{5-6} (valem 3.11) pikijõud ning viiendas sõlmes tekkiv põikjõud Q_5 (valem 3.12). Eelnevas tabelis 3.5 on välja toodud otsitavate suuruste jaoks vajalikud algandmed. Lüli N_{5-6} puhul tekib survejõud 3,145 kN ning Q_5 koormusena tekib põikjõud 75,796 kN . Tekkinud põikjõud Q_5 kandub järgmisesse sõlme (6. sõlm) üle jõuõlgade meetodil, mistõttu tuleb enne kuuenda sõlme eraldamist leida kuuendas sõlmes tekkiv põikjõud Q_6 .



Joonis 3.8. Sõlme number 6 põikjõu arvutusskeem.

$$Q_6 = \frac{Q_5 \cdot (L_3 + L_4)}{L_4} \quad (3.13)$$

- kus Q_6 on 6. sõlmes tekkiv põikjõud kN ;
 Q_5 - 5. sõlmes tekkiv põikjõud kN ;
 L_3 - lüli N_{5-6} pikkus mm ;
 L_4 - lüli N_{6-7} pikkus mm .



Joonis 3.9. Sõlme number 6 eraldus.

$$\sum T_6 = -Q_6 - N_{6-9} \cdot \cos(\alpha_6) - N_{6-7} \cdot \cos(\gamma_6) - N_{5-6} \cdot \cos(\beta_6) = 0 \quad (3.14)$$

$$N_{6-9} = \frac{-Q_6 - N_{6-7} \cdot \cos(\gamma_6) - N_{5-6} \cdot \cos(\beta_6)}{\cos(\alpha_6)}$$

$$\sum S_6 = N_{6-7} - N_{5-6} \cdot \cos(\theta_6) - Q_6 \cdot \cos(\beta_6) + N_{6-9} \cdot \cos(\delta_6) = 0 \quad (3.15)$$

$$N_{6-7} = N_{5-6} \cdot \cos(\theta_6) + Q_6 \cdot \cos(\beta_6) - N_{6-9} \cdot \cos(\delta_6)$$

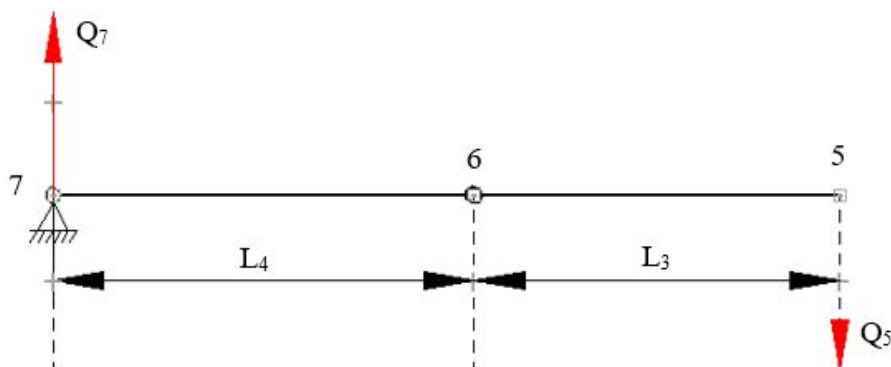
- kus N_{6-9} on 6. ja 9. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
 N_{6-7} - 6. ja 7. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
 Q_6 - 6. sõlmes tekkiv põikjõud kN ;
 N_{5-6} - 5. ja 6. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
 α_6 - lokaalse T_6 -telje ja lüli N_{6-9} vaheline nurk $^\circ$;
 β_6 - lokaalse T_6 -telje ja lüli N_{5-6} vaheline nurk $^\circ$;
 γ_6 - lokaalse T_6 -telje ja lüli N_{6-7} vaheline nurk $^\circ$;

- δ_6 - lokaalse S_6 -telje ja lüli N_{6-9} vaheline nurk $^\circ$;
 ε_6 - lokaalse S_6 -telje ja põikjõu Q_6 vaheline nurk $^\circ$
 θ_6 - lokaalse S_6 -telje ja lüli N_{5-6} vaheline nurk $^\circ$.

Tabel 3.6. Sõlme number 6 eraldamisel kasutatud algandmed

Tähis	Väärtus
Q_5	75,796 kN
Q_6	130,504 kN
N_{5-6}	-3,145 kN
L_3	226 mm
L_4	313 mm
α_6	18,321 $^\circ$
β_6	90 $^\circ$
γ_6	90 $^\circ$
δ_6	90 $^\circ$
ε_6	89,219 $^\circ$
θ_6	45 $^\circ$

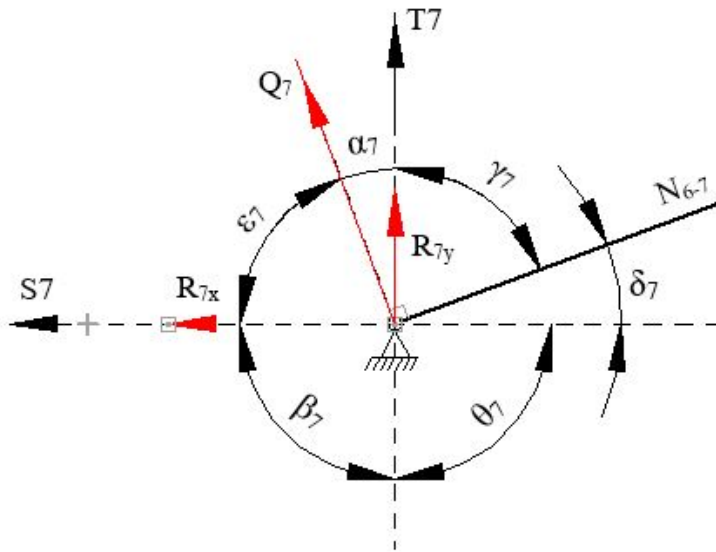
Kuuenda eraldatud sõlme kujutis on joonisel 3.8. ja 3.9. Kuuenda sõlme eraldamise käigus leitakse osade N_{6-9} (valem 3.14) ja N_{6-7} (valem 3.15) pikijõud ning kuuendas sõlmes tekkiva põikjõu Q_6 (valem 3.13) väärtus. Eelnevas tabelis 3.6 on välja toodud otsitavate suuruste jaoks vajalikud algandmed. Lüli N_{6-9} puhul tekib survejõud 137,472 kN ja lüli N_{6-7} puhul tekib tõmbejõud 40,989 kN ning Q_6 koormusena tekib põikjõud 130,504 kN. Eelnevates sõlmedes tekkinud põikjõudude Q_5 ja Q_6 põhjal tekib järgmisesse sõlme (7. sõlm) jõuõlgade meetodil seitsmenda sõlme põikjõud, mistõttu tuleb enne seitsmenda sõlme eraldamist leida seitsmendas sõlmes tekkiv põikjõud Q_7 .



Joonis 3.10. Sõlme number 7 põikjõu arvutuskeem.

$$Q_7 = \frac{Q_5 \cdot L_3}{L_4} \quad (3.16)$$

kus Q_7 - 7. sõlme tekkiv põikjõud kN ;
 Q_5 - 5. sõlme tekkiv põikjõud kN ;
 L_3 - lüli N_{5-6} pikkus mm ;
 L_4 - lüli N_{6-7} pikkus mm .



Joonis 3.11. Sõlme number 7 eraldus.

$$\begin{aligned} \sum T_7 &= -R_{7y} - Q_7 \cdot \cos(\alpha_7) - R_{7x} \cdot \cos(\beta_7) - N_{6-7} \cdot \cos(\gamma_7) = 0 \quad (3.17) \\ R_{7y} &= -Q_7 \cdot \cos(\alpha_7) - R_{7x} \cdot \cos(\beta_7) - N_{6-7} \cdot \cos(\gamma_7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum S_7 &= R_{7x} - R_{7y} \cdot \cos(\theta_7) - N_{6-7} \cdot \cos(\delta_7) - Q_7 \cdot \cos(\epsilon_7) = 0 \quad (3.18) \\ R_{7x} &= R_{7y} \cdot \cos(\theta_7) + N_{6-7} \cdot \cos(\delta_7) - Q_7 \cdot \cos(\epsilon_7) \end{aligned}$$

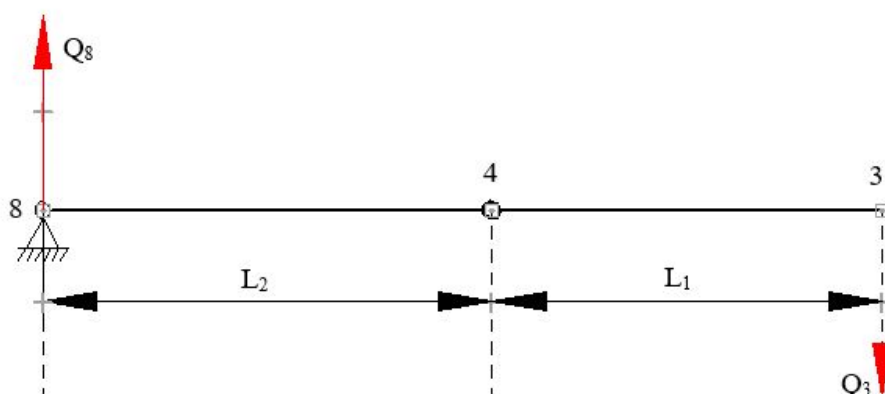
kus R_{7y} on 7. sõlme y -telje sihiline toereaktsioon kN ;
 R_{7x} - 7. sõlme x -telje sihiline toereaktsioon kN ;
 N_{6-7} - 6. ja 7. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
 Q_7 - 7. sõlme tekkiv põikjõud kN ;
 α_7 - lokaalse T_7 -telje ja põikjõu Q_7 vaheline nurk $^\circ$;
 β_7 - lokaalse T_7 -telje ja toereaktsiooni R_{7x} vaheline nurk $^\circ$;
 γ_7 - lokaalse T_7 -telje ja lüli N_{6-7} vaheline nurk $^\circ$;

- δ_7 - lokaalse $S7$ -telje ja lüli N_{6-7} vaheline nurk $^\circ$;
 ε_7 - lokaalse $S7$ -telje ja põikjõu Q_7 vaheline nurk $^\circ$;
 θ_7 - lokaalse $S7$ -telje ja toereaktsiooni R_{7y} vaheline nurk $^\circ$.

Tabel 3.7. Sõlme number 7 eraldamisel kasutatud algandmed

Tähis	Väärtus
Q_5	75,796 kN
Q_7	54,708 kN
N_{6-7}	-3,145 kN
L_3	226 mm
L_4	313 mm
α_7	1,595 $^\circ$
β_7	90 $^\circ$
γ_7	88,405 $^\circ$
δ_7	1,595 $^\circ$
ε_7	88,405 $^\circ$
θ_7	90 $^\circ$

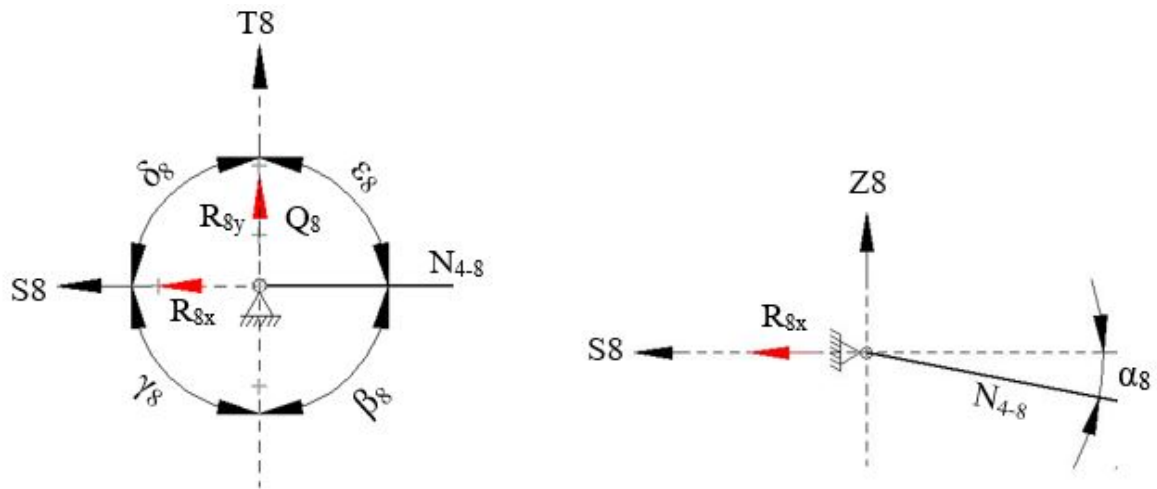
Seitsmenda eraldatud sõlme kujutis on joonisel 3.10. ja 3.11. Seitsmenda sõlme eraldamise käigus leitakse globaasete telgede sihilised koormused R_{7y} (valem 3.17) ja R_{7x} (valem 3.18). Eelnevas tabelis 3.7 on välja toodud otsitavate suuruste jaoks vajalikud algandmed. Y -telje sihilise koormuse R_{7y} puhul tekib jõud 55,827 kN ja x -telje sihilise koormuse R_{7x} puhul tekib jõud 39,451 kN. Eelnevates sõlmedes tekkinud põikjõudude Q_3 ja Q_4 põhjal tekib detaili järgmisesse sõlme (8. sõlm) jõuõlgade meetodil kaheksanda sõlme põikjõud, mistõttu tuleb enne kaheksanda sõlme eraldamist leida kaheksandas sõlmes tekkiv põikjõud Q_8 .



Joonis 3.12. Sõlme number 8 põikjõu arvutuskeem.

$$Q_8 = \frac{Q_3 \cdot L_1}{L_2} \quad (3.19)$$

- kus Q_8 - 8. sõlme tekkiv põikjõud kN ;
 Q_3 - 3. sõlme tekkiv põikjõud kN ;
 L_1 - lüli N_{3-4} pikkus mm ;
 L_2 - lüli N_{4-8} pikkus mm .



Joonis 3.13. Sõlme number 8 eraldus. Vasakul on sõlme horisontaalne vaade (TS -tasand) ning paremal on sõlme vertikaalne vaade (ZS -tasand).

$$\sum S8 = -R_{8x} - N_{4-8} \cdot \cos(\alpha_8) - R_{8y} \cdot \cos(\beta_8) - Q_8 \cdot \cos(\gamma_8) = 0 \quad (3.20)$$

$$R_{8x} = -N_{4-8} \cdot \cos(\alpha_8) - R_{8y} \cdot \cos(\beta_8) - Q_8 \cdot \cos(\gamma_8)$$

$$\sum T8 = -Q_8 - R_{8y} - R_{8x} \cdot \cos(\delta_8) - N_{4-8} \cdot \cos(\epsilon_8) = 0 \quad (3.21)$$

$$R_{8y} = -Q_8 - R_{8x} \cdot \cos(\delta_8) - N_{4-8} \cdot \cos(\epsilon_8)$$

- kus R_{8y} on 8. sõlme y -telje sihiline toereaktsioon kN ;
 R_{8x} - 8. sõlme x -telje sihiline toereaktsioon kN ;
 N_{4-8} - 4. ja 8. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
 Q_8 - 8. sõlme tekkiv põikjõud kN ;
 α_8 - lokaalse $S8$ -telje ja lüli N_{4-8} vaheline nurk $^\circ$;
 β_8 - lokaalse $S8$ -telje ja toereaktsiooni R_{8y} vaheline nurk $^\circ$;
 γ_8 - lokaalse $S8$ -telje ja põikjõu Q_8 vaheline nurk $^\circ$;

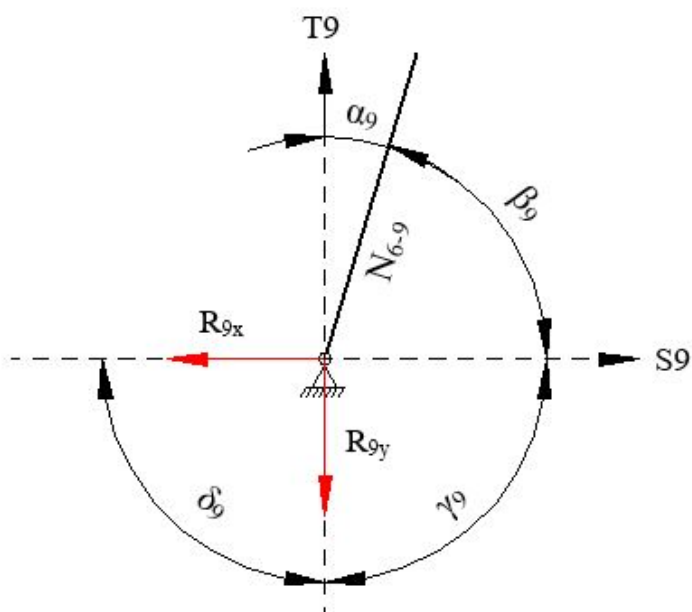
δ_8 - lokaalse $T8$ -telje ja toereaktsiooni R_{8x} vaheline nurk $^\circ$;

ε_8 - lokaalse $T8$ -telje ja lüli N_{4-8} vaheline nurk $^\circ$.

Tabel 3.8. Sõlme number 8 eraldamisel kasutatud algandmed

Tähis	Väärtus
Q_3	-40,203 kN
Q_8	35,652 kN
N_{4-8}	-58,428 kN
L_1	470 mm
L_2	530 mm
α_8	10,869 $^\circ$
β_8	90 $^\circ$
γ_8	90 $^\circ$
δ_8	90 $^\circ$
ε_8	90 $^\circ$

Kaheksanda eraldatud sõlme kujutis on joonisel 3.12. ja 3.13. Kaheksanda sõlme eraldamise käigus leitakse globaalsete telgede sihilised koormused R_{8y} (valem 3.21) ja R_{8x} (valem 3.20) ning Q_8 koormusena tekib põikjõud 35,652 kN. Eelnevas tabelis 3.8 on välja toodud otsitavate suuruste jaoks vajalikud algandmed. Y -telje sihilise koormuse R_{8y} puhul tekib jõud 35,652 kN ja x -telje sihilise koormuse R_{8x} puhul tekib jõud 57,38 kN.



Joonis 3.14. Sõlme number 9 eraldus.

$$\sum T_9 = R_{9y} + N_{6-9} \cdot \cos(\alpha_9) + R_{9x} \cdot \cos(\delta_9) = 0 \quad (3.22)$$

$$R_{9y} = -N_{6-9} \cdot \cos(\alpha_9) - R_{9x} \cdot \cos(\delta_9)$$

$$\sum S_9 = R_{9x} + N_{6-9} \cdot \cos(\beta_9) - R_{9y} \cdot \cos(\gamma_9) = 0 \quad (3.23)$$

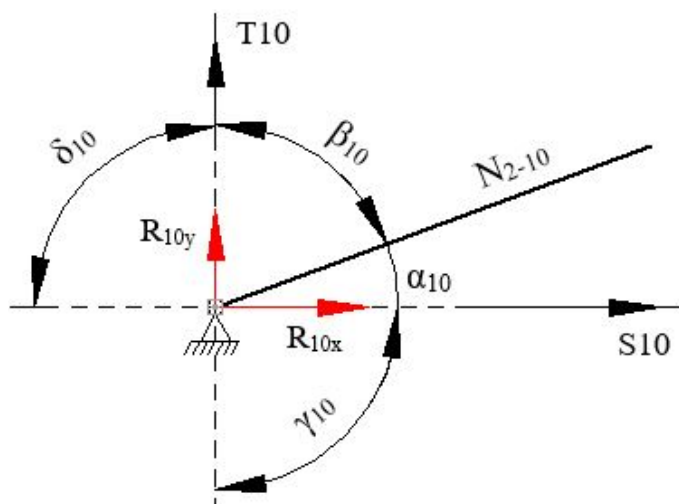
$$R_{9x} = -N_{6-9} \cdot \cos(\beta_9) + R_{9y} \cdot \cos(\gamma_9)$$

- kus R_{9y} on 9. sõlme y -telje sihiline toereaktsioon kN ;
 R_{9x} - 9. sõlme x -telje sihiline toereaktsioon kN ;
 N_{6-9} - 6. ja 9. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;
 α_9 - lokaalse T_9 -telje ja lüli N_{6-9} vaheline nurk $^\circ$;
 β_9 - lokaalse S_9 -telje ja lüli N_{6-9} vaheline nurk $^\circ$;
 γ_9 - lokaalse S_9 -telje ja toereaktsiooni R_{9y} vaheline nurk $^\circ$;
 δ_9 - lokaalse T_9 -telje ja toereaktsiooni R_{9x} vaheline nurk $^\circ$.

Tabel 3.9. Sõlme number 9 eraldamisel kasutatud algandmed

Tähis	Väärtus
N_{6-9}	-137,472 kN
α_9	16,727 $^\circ$
β_9	73,273 $^\circ$
γ_9	90 $^\circ$
δ_9	90 $^\circ$

Üheksanda eraldatud sõlme kujutis on joonisel 3.14. Üheksanda sõlme eraldamise käigus leitakse globaasete telgede sihilised koormused R_{9y} (valem 3.22) ja R_{9x} (valem 3.21). Eelnevas tabelis 3.9 on välja toodud otsitavate suuruste jaoks vajalikud algandmed. Y -telje sihilise koormuse R_{9y} puhul tekib jõud 131,566 kN ja x -telje sihilise koormuse R_{9x} puhul tekib jõud 39,566 kN .



Joonis 3.15. Sõlme number 10 eraldus.

$$\sum T_{10} = -R_{10y} + N_{2-10} \cdot \cos(\beta_{10}) + R_{10x} \cdot \cos(\gamma_{10}) = 0 \quad (3.24)$$

$$R_{10y} = N_{2-10} \cdot \cos(\beta_{10}) + R_{10x} \cdot \cos(\gamma_{10})$$

$$\sum S_{10} = -R_{10x} + N_{2-10} \cdot \cos(\alpha_{10}) + R_{10y} \cdot \cos(\delta_{10}) = 0 \quad (3.25)$$

$$R_{10x} = N_{2-10} \cdot \cos(\alpha_{10}) + R_{10y} \cdot \cos(\delta_{10})$$

kus R_{10y} on 10. sõlme y -telje sihiline toereaktsioon kN ;

R_{10x} - 10. sõlme x -telje sihiline toereaktsioon kN ;

N_{2-10} - 2. ja 10. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;

α_{10} - lokaalse $S10$ -telje ja lüli N_{2-10} vaheline nurk $^\circ$;

β_{10} - lokaalse $T10$ -telje ja lüli N_{2-10} vaheline nurk $^\circ$;

γ_{10} - lokaalse $T10$ -telje ja toereaktsiooni R_{10y} vaheline nurk $^\circ$;

δ_{10} - lokaalse $S10$ -telje ja toereaktsiooni R_{10x} vaheline nurk $^\circ$.

Tabel 3.10. Sõlme number 10 eraldamisel kasutatud algandmed

Tähis	Väärtus
N_{2-10}	61,791 kN
α_{10}	19,084 $^\circ$
β_{10}	70,916 $^\circ$
γ_{10}	90 $^\circ$
δ_{10}	90 $^\circ$

Kümnenda eraldatud sõlme kujutis on joonisel 3.15. Kümnenda sõlme eraldamise käigus leitakse globaasete telgede sihilised koormused R_{10y} (valem 3.24) ja R_{10x} (valem 3.25). Eelnevas tabelis 3.10 on välja toodud otsitavate suuruste jaoks vajalikud algandmed. Y -telje sihilise koormuse R_{10y} puhul tekib jõud 20,203 kN ja x -telje sihilise koormuse R_{10x} puhul tekib jõud 58,395 kN.

Tabel 3.11. Arvutatud osakoormuste koondandmed

Detail	Koormuse asukoht	Koormuse tähis	Koormuse liik	Koormuse väärtus, kN
Pikitõmmitis	Lüli 2-10	N_{2-10}	Pikijõud	61,791 (tõmbejõud)
Veoais	Lüli 3-4	N_{3-4}	Pikijõud	-59,462 (survejõud)
	Lüli 4-8	N_{4-8}	Pikijõud	-58,428 (survejõud)
	Sõlm 3	Q_3	Põikjõud	-40,203 (lõikejõud)
	Sõlm 4	Q_4	Põikjõud	-75,855 (lõikejõud)
	Sõlm 8	Q_8	Põikjõud	-35,652 (lõikejõud)
Püsttõmmitis	Lüli 4-5	N_{4-5}	Pikijõud	-75,862 (survejõud)
Tõsteraam	Lüli 5-6	N_{5-6}	Pikijõud	-3,145 (survejõud)
	Lüli 6-7	N_{6-7}	Pikijõud	40,989 (tõmbejõud)
	Sõlm 5	Q_5	Põikjõud	75,796 (lõikejõud)
	Sõlm 6	Q_6	Põikjõud	130,504 (lõikejõud)
	Sõlm 7	Q_7	Põikjõud	54,708 (lõikejõud)
Tõstesilinder	Lüli 6-9	N_{6-9}	Pikijõud	-137,472 (survejõud)
Alusraam	Sõlm 7	R_{7x}	Globaalse x-telje sihiline jõud	-39,451 (horisontaaljõud)
	Sõlm 7	R_{7y}	Globaalse y-telje sihiline jõud	-55,827 (vertikaaljõud)
	Sõlm 8	R_{8x}	Globaalse x-telje sihiline jõud	57,38 (horisontaaljõud)
	Sõlm 8	R_{8y}	Globaalse y-telje sihiline jõud	-35,652 (vertikaaljõud)
	Sõlm 9	R_{9x}	Globaalse x-telje sihiline jõud	39,566 (horisontaaljõud)
	Sõlm 9	R_{9y}	Globaalse y-telje sihiline jõud	131,655 (vertikaaljõud)
	Sõlm 10	R_{10x}	Globaalse x-telje sihiline jõud	-58,395 (horisontaaljõud)
	Sõlm 10	R_{10y}	Globaalse y-telje sihiline jõud	-20,203 (vertikaaljõud)

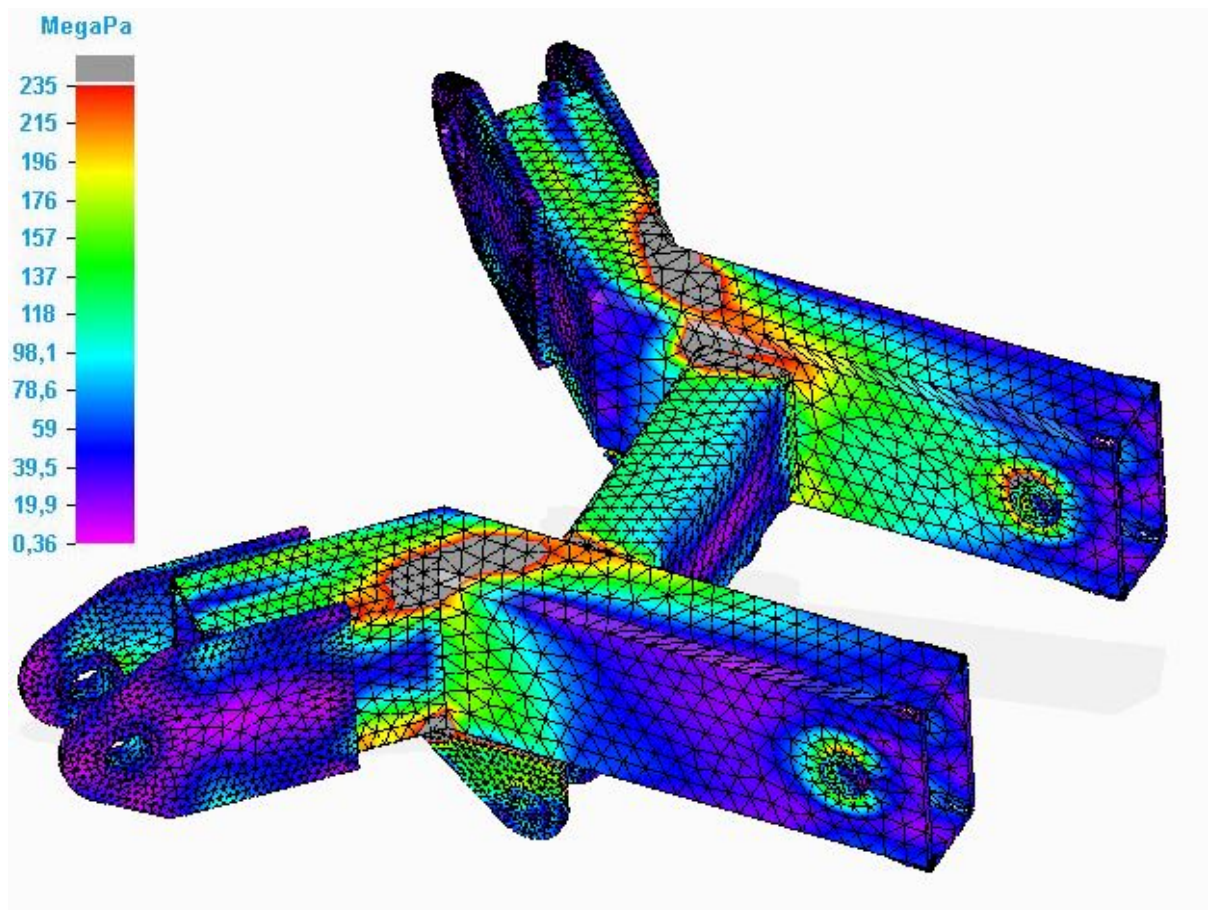
Eelnevas tabelis 3.11 on välja toodud sõlmede eraldamise meetodil leitud osakoormused. Iga koormuse kohta on tabelis näidatud katsestendi detail või mehhanism ning koormuse liik, mis iseloomustab kuidas detaili või mehhanismi koormatakse. Kirjeldatud tabelis kujutatud osakoormused on vajalikud, et teostada katsestendi detailidele koormusanalüüs. Kõik leitud suurused on seotud vastava detaili teljestikuga, mistõttu on võimalik kõikidele

detailidele teostada koormusanalüüs eraldiseisvalt. Nimetatud viisil teostatud analüüs on ülevaatlilikum ning lihtsam teostada.

3.2. Katsestendi koormusanalüüs

Katsestendi erinevate detailide ja mehhanismide koormuse analüüs on vajalik, et hinnata kasutatud detailide mõõtmeid ja profile. Katsestendi koormusanalüüsi jaoks jaotatakse katsestend mitmeks eraldi osaks ja mehhanismiks. Katsestendi põhiosa on alusraam, millele toetub rippsüsteemi kaudu katsetatav töömasin. Lisaks alusraamile on põhiosaks ka tõsteraam, mille abil tõstesilindrid tõstavad rippsüsteemi mõjul töömasinat. Käesoleva töö raames teostatakse koormusanalüüs vaid detailidele ja mehhanismidele, mille vastupidavust koormusele ei ole teada, või koormus on oluliselt muutunud seoses detaili kasutusotstarbega. Koormusanalüüsi teostatakse tehnilise joonestamise tarkvaras *Solid Edge* (versioon *ST10*). Eelnevas alajaotises, tabelis 3.11, kujutatud andmete põhjal on võimalik hinnata, missuguses katsestendi mehhanismis tekivad suurimad koormused. Kirjeldatud tabelist on näha, et suurimad koormused on tõstemehhanismil (tõstesilindri ja tõsteraami koosmõju), mistõttu alustatakse koormusanalüüsi tõsteraami analüüsiga.

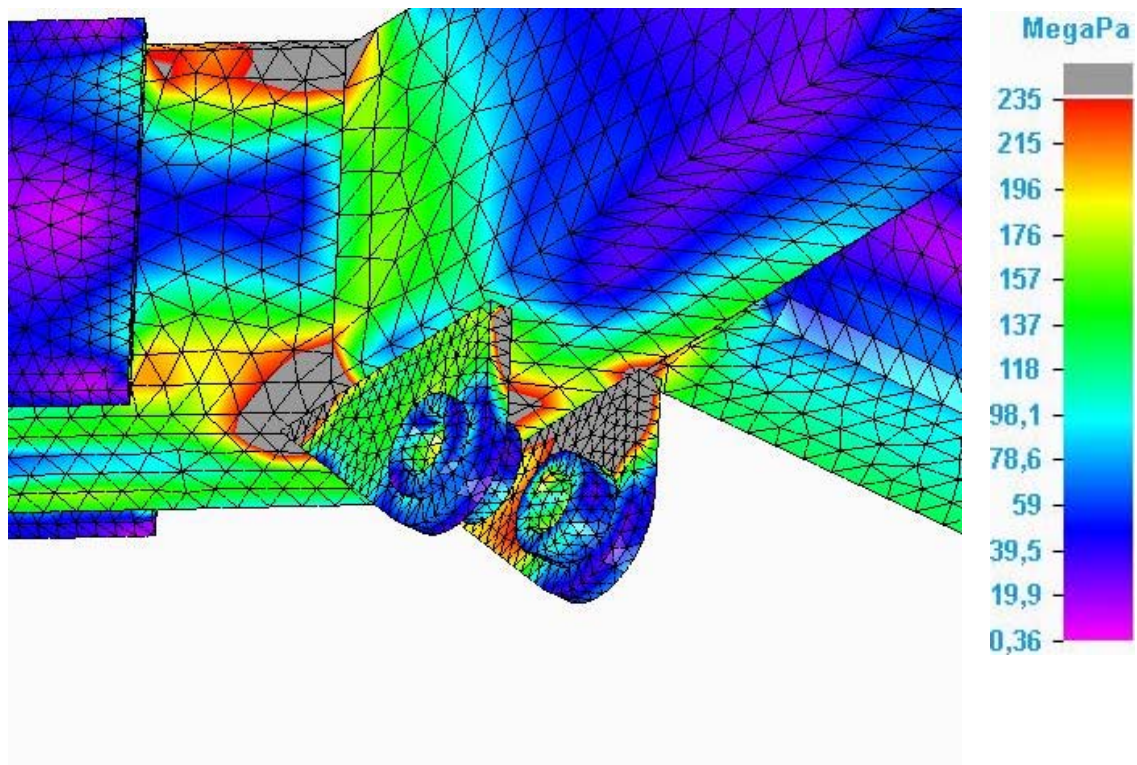
Tõsteraami koormusanalüüs sisaldab tõsteraamile iseäralike sõlmede ja lülide koormusi ning raami projekteerimisel määratud detailide mõõtmeid ja materjaliomadusi. Koormusanalüüsi hindamiseks teostatakse mitmeid erinevaid simulatsioone ning analüüsi käigus muudetakse kasutatavate profiilide ristlõikeid ja dimensioone, et veenduda analüüsitava mehhanismi vastupanuvõimes ning valida sobiv materjal ja ristlõikeprofiil. Koormusanalüüsi tulemusena vaadeldakse mehhanismi detailides tekkivaid pingeid, täpsemalt vaadeldakse materjalile lubatud piirpingete ületamise suurust ning piiri ületanud ala suurust, asukohta ja reaalselt tekkivat väärtust kirjeldatud alas. On teada asjaolu, et joonestus tarkvaras teostatud koormusanalüüsi tulemusena tekivad lokaalsed pingete konsentratsioonid, mis tulenevad asjaolust, et tehnilise joonestamise keskkonnas on detailid ja mehhanismid omavahel täielikult ideaalses kontaktis ning jõudude jaotumist vaadeldakse kontaktis olevate pindade täieliku tasakaaluna. Reaalses olukorras kirjeldatud lokaalsed pingete konsentratsioonid ei mõjuta materjali tugevusparameetreid oluliselt, sest detailide ühendamiseks kasutatav keevisõmblus või ühenduseks kasutatav sõrm seob detailid suuremal pinnal võrreldes joonestuskeskkonnas teostatud arvutusteks kasutatud pindadega. [3, lk 272-275][4, lk 44]



Joonis 3.16. Tõsteraami koormusanalüüs võrdsete koormustega.

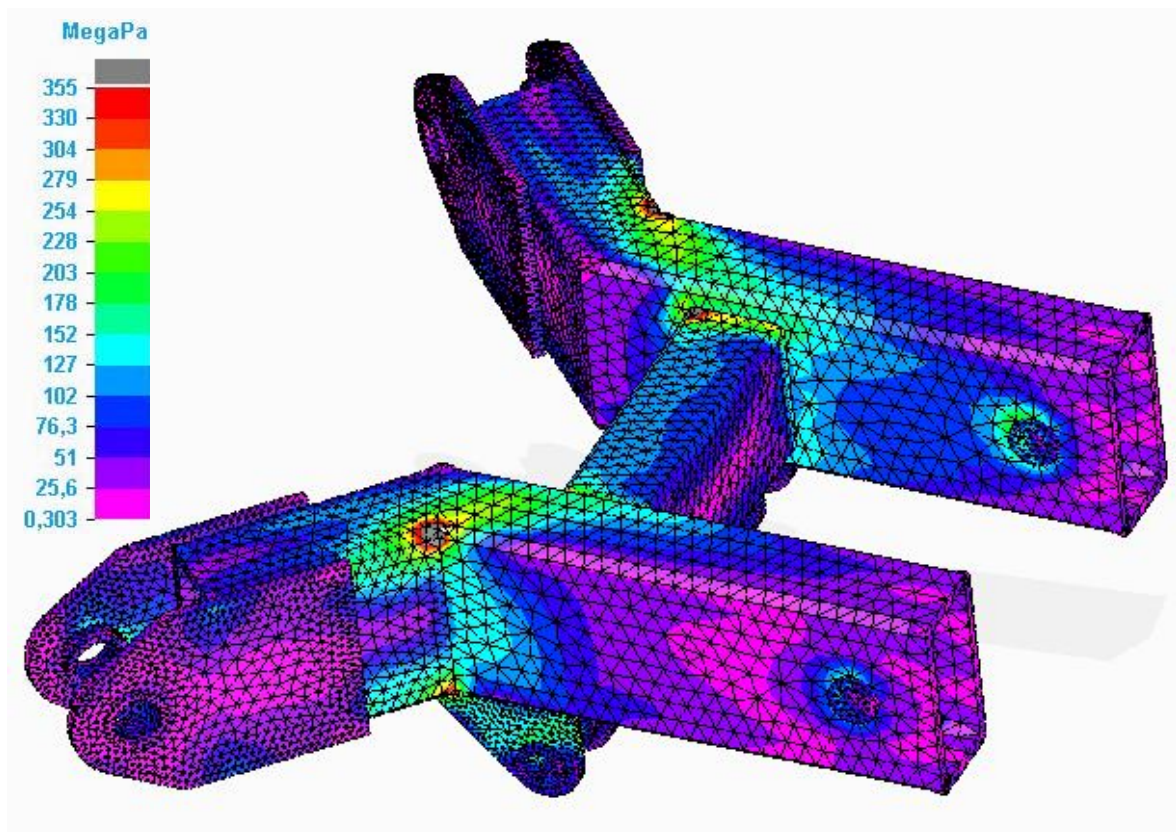
Joonisel 3.16. on kujutatud tõsteraami koormusanalüüs võrdsete koormustega. Joonisel kujutatud olukorras on tõsteraami põhikonstruktsioonina kasutatud nelikant-toruprofiili, ristlõikega $160 \times 80 \times 8$ (mm) ning materjalina on kasutatud konstruktsiooniterast $S235JR$. Nimetatud materjali voolavus piirpinge on 235 MPa ning materjaliõpetuse põhjal tekivad materjalis voolavuspiiri ületamisel plastsed- ehk jääkdeformatsioonid. [3, lk 273]

Kui materjali koormamisel tekib pinge, mis on väiksem materjalile lubatud voolavuspiirist, siis tekivad materjalis elastsed deformatsioonid, ehk materjal taastab esialgse kuju koormuse eemaldamisel. Joonisel 3.16. on kujutatud koormusanalüüs koos pingete värvispektriga. Värvispekter on konfigureeritud selliselt, et voolavuspiiri (235 MPa) ületanud alad kujutatakse halli värviga. Jooniselt on selgesti näha pingeväljad (värvispektri alusel kujutatud halli värviga), kus voolavuspiir ületatakse. Nimetatud alad ulatuvad mõlemal poolel ühenduskohta materjali keskosani, mistõttu saab hinnata, et kirjeldatud mehhanismi halliks värvunud alas tekivad plastsed deformatsioonid ning mehhanism ei ole püsiv.



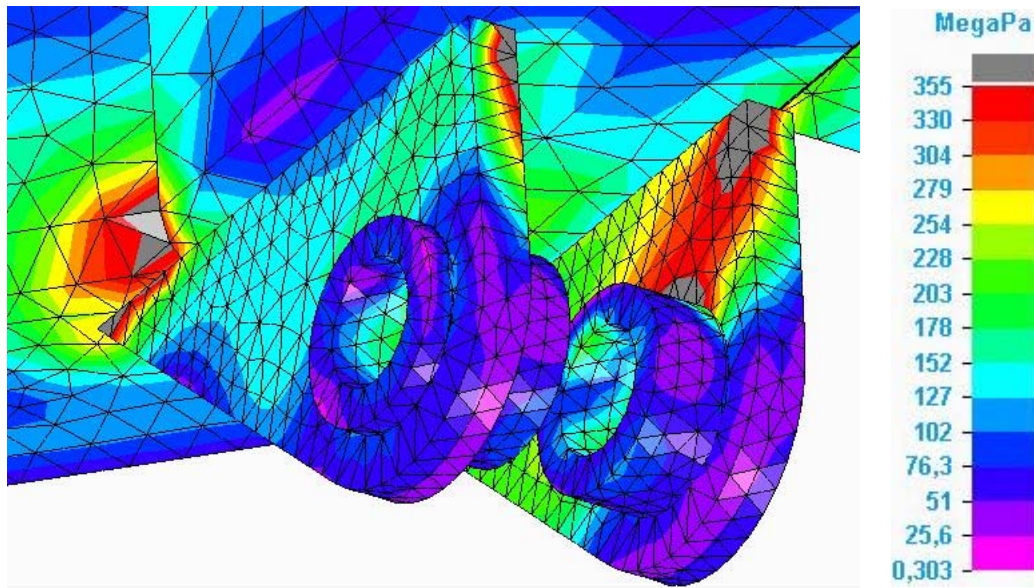
Joonis 3.17. Tõstesilindri kinnitusedetailide vaade.

Joonisel 3. on kujutatud tõstesilindri ühendussõlme. Nimetatud sõlme vaatlemisel on selgesti näha, et tekivad voolavuspiiri ületamised, mis ulatuvad samuti materjali keskosani ning selle põhjal on selge, et kujutatud sõlmes tekivad plastsed deformatsioonid ning sõlm ei ole püsiva lahendusega. Arvestades joonistel 3.16. ja 3.17. kirjeldatud olukordi, saab järeldada, et antud mehhanismi püsivaks muutmiseks on vajalik valida paremate tugevusomadadustega materjal, millel on lubatud piirpinge suurem või suurendada detailide ristlõiget, mille tulemusel väheneb materjalis tekkiv pinge.



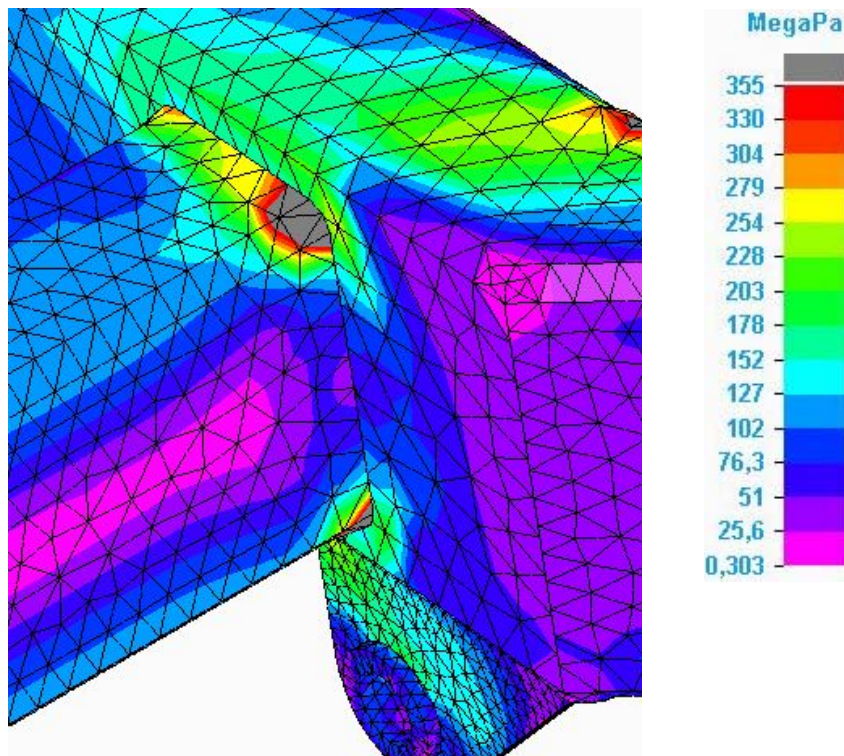
Joonis 3.18. Tõsteraami koormusanalüüs võrdsete koormusega.

Joonisel 3.18. on kujutatud tõsteraami koormusanalüüs võrdsete koormustega. Tõsteraami põhikonstruktsioonina on kasutatud nelikant toruprofiili $160 \times 80 \times 10$ (mm) ning materjalina on kasutatud konstruktsiooniterast $S355JR$. Nimetatud materjali voolavuspiir on 355 MPa ning joonisel kujutatud koormusanalüüsi värvispekter on konfigureeritud selliselt, et voolavuspiiri (355 MPa) ületanud alad kujutatakse halli värviga. Jooniselt on näha, et alad, kus voolavuspiir ületatakse, on väga väikesed võrreldes joonisel 3.16. kujutatud olukorras, kus materjalina on kasutatud $S235JR$ ning nelikant-toruprofiili seinapaksusega 8 mm . Joonisel on näha, et voolavuspiir ületatakse ainult väikses ulatuses ning ala paikneb kahe detaili ühenduskoha nurgas.



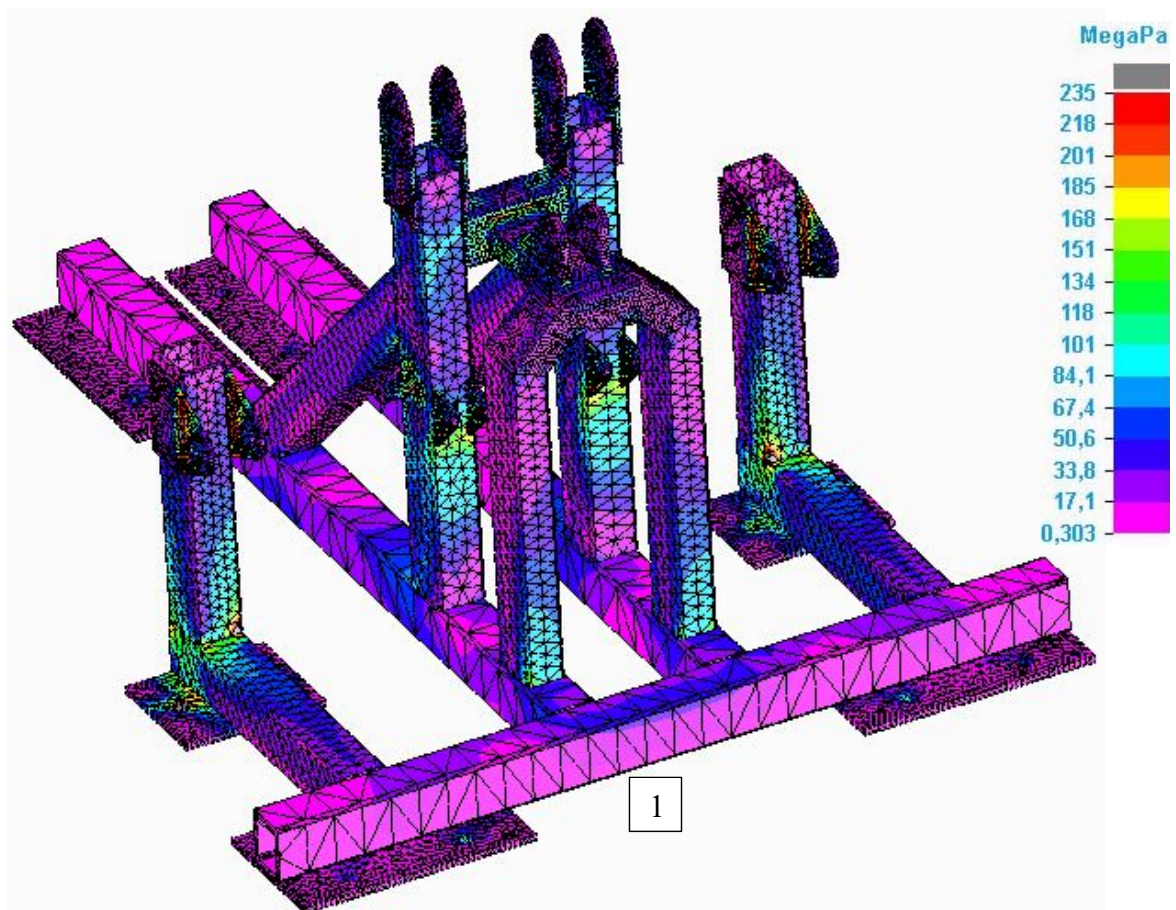
Joonis 3.19. Tõstesilindri kinnitusedetailide vaade.

Joonisel 3.19. on kujutatud tõstesilindri ühendussõlme (sõlm 6). Nimetatud sõlme vaatlemisel on näha, et voolavuspiiri ületamised on lokaalsed, st. pingekonsentratsioonid tekivad vaid detaili nurgas. Sama tasapinna teistes kohtades, kuhu jaotub sama koormus, on tekkiv pinge tunduvalt väiksem. Järgneval joonisel 3.20. on kujutatud tõstemehhanismi ristitala, mille põhiline konstruktsiooniline eesmärk on siduda omavahel tõstemehhanismi osad ning jaotada tõstemehhanismi ühendussõlmes tekkivate külgjõude mõjusid teljesihilisteks mõjudeks. Nimetatud joonisel on sarnaselt eelnevale olukorrale võimalik hinnata, et materjalis tekivad pingekonsentratsioonid, kuid kujutatud alade väikse pinna tõttu saab jätta kirjeldatud asjaolu arvestamata ning kujutatud konstruktsioon on püsiv.



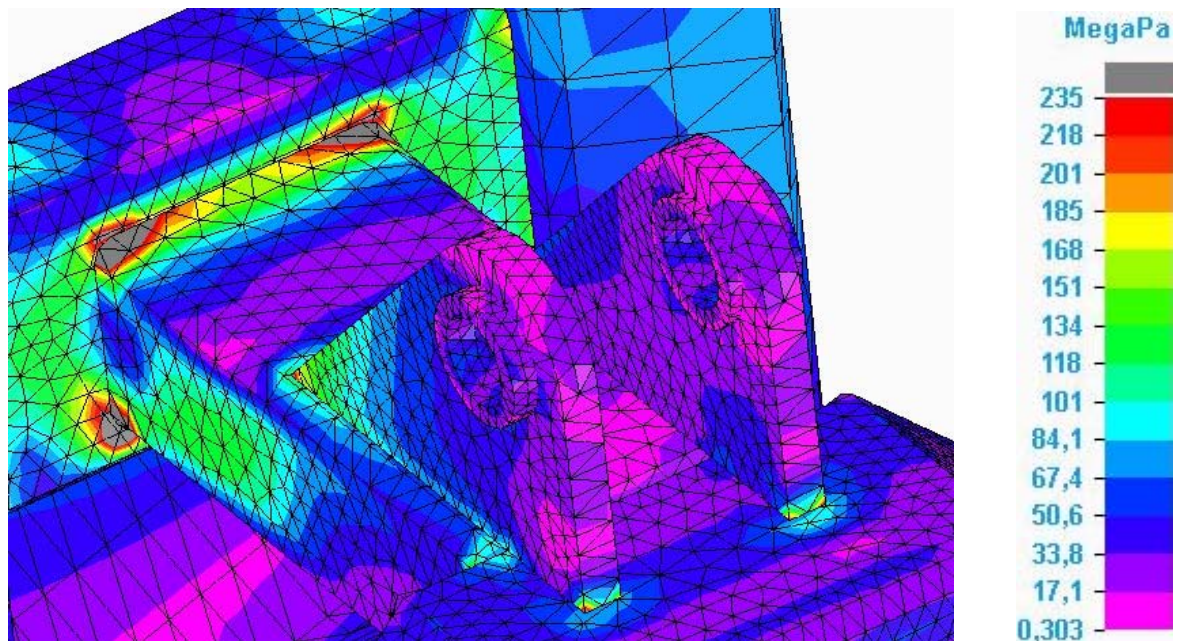
Joonis 3.20. Tõstemehhanismi risttala.

Arvestades joonistel 3.18, 3.19 ja 3.20 kirjeldatud olukordi, saab järeldada, et antud tõstemehhanism on püsiv ning joonisel välja toodud lokaalsed pingetekonsentratsioonid ja pingeväljade kogumikud ei mõjuta reaalses olukorras mehhanismi püsivust ning kujutatud sõlmed taluvad neile määratud koormusi. Järgmise analüüsi etapina vaadeldakse alusraami koormuslikke olukordi.



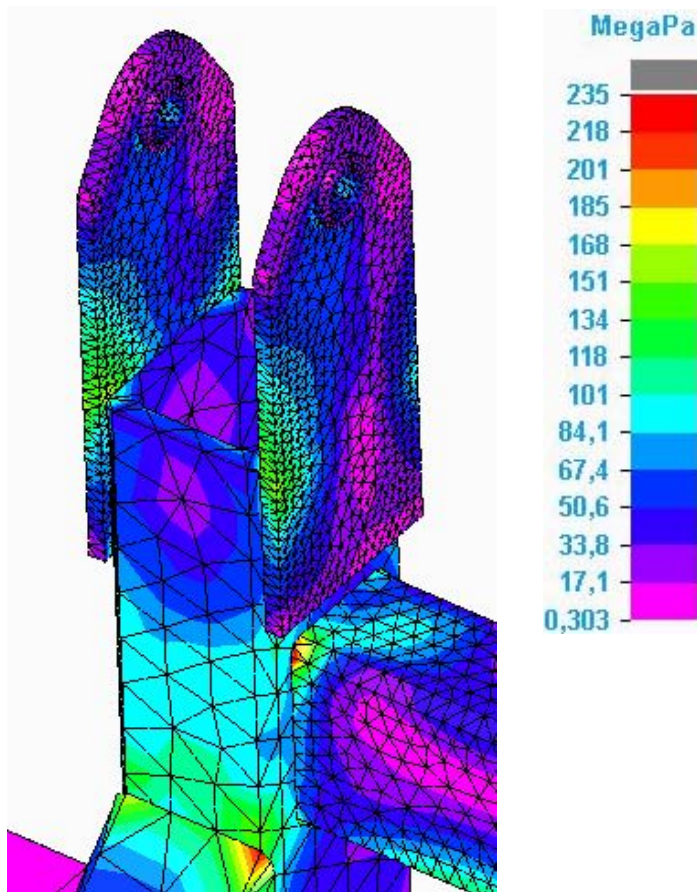
Joonis 3.21. Katsestendi alusraam täielikult koormatud olukorras.

Joonisel 3.21. on kujutatud katsestendi alusraami tervikuna, mida mõjutatakse kõikide leitud koormustega. Joonisel on näha, et alusraamil on aluskonstruktsioonil ristitala (1), milles ei teki olulist koormamist. Kujutatud olukord tuleneb asjaolust, et töömasinat tõstetakse liigendmehhanismi abil (ripp-süsteem) ning seetõttu jaotub koormus teistes sõlmedes ning ei kandu kujutatud ristitalale otsekoormusena. Järgnevalt on vaadeldud ja analüüsitud alusraami üksikud konstruktsioonilisi elemente ja ühendussõlmesid.



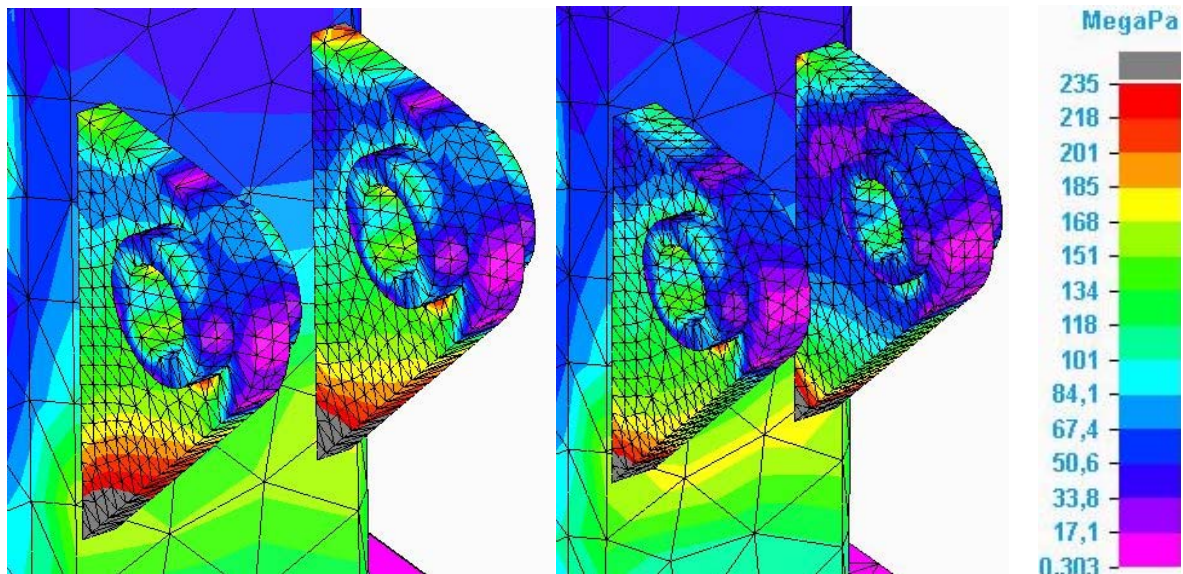
Joonis 3.22. Pikitõmmitsa kinnitussõlm koormatud olukorras.

Joonisel 3.22 on kujutatud pikitõmmitsa kinnitussõlme ning antud sõlmes rakenduvad jõud R_{x10} ja R_{y10} . Joonisel on näha, et koormamise tulemusel jaotub koormus detailidele ning sõlme ühendusdetailina kasutatud kolmnurkses plaadis ei teki olulisi sisepingeid. Küll aga tekivad simulatsioonis nelikant-toruprofiilide ühenduspunktis lokaalsed pingekogumikud, milles materjalile lubatud piirpinge ületatakse. Arvestades tekkinud pingekonsentratsiooni väikseid mõõtmeid ning asjaolu, et piirpinge ületamist kujutatakse vaid profiili nurkades, saab hinnata, et kujutatud sõlmes on konstruktsioon püsiv. Täpsemalt on teada asjaolu, et kogu nelikant-toruprofiili otspind on seotud teise nelikant-toruga, mistõttu saab järeldada, et reaalselt on koormuse jaotumine ühtlasem ning lokaalseid pingete kogumikke ei ole vajalik arvestada.



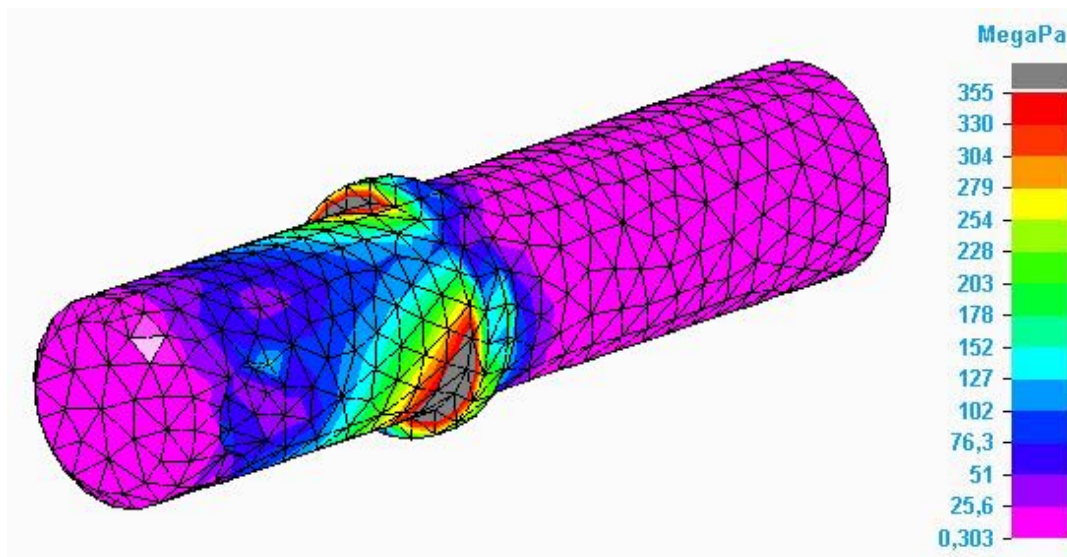
Joonis 3.23. Tõstemehhanismi kinnitussõlm koormatud olukorras.

Joonisel 3.23 on kujutatud tõstemehhanismi ja alusraami ühendussõlme (sõlm7), milles rakenduvad alusraami globaalsete telgede suhtes jõud R_{7x} ja R_{7y} . Antud koormuste mõjul on simulatsioonist näha, et ühendamiseks kasutatavates ühendusplaatides ja -puksides ei teki olulisi sisepingeid, vaid koormus jaotub sujuvalt vastavalt detaili ehitusele ja ühendusviisile. Lisaks eelnevale, on joonisel 3.23 näha koormuse jaotumist alusraami diagonaaltoe ja vahetala nelikant-toruprofiilides, mille puhul on samuti näha, et kujutatud konstruktsioon on püsiv ja materjali piirpinge ületamisi ei esine.



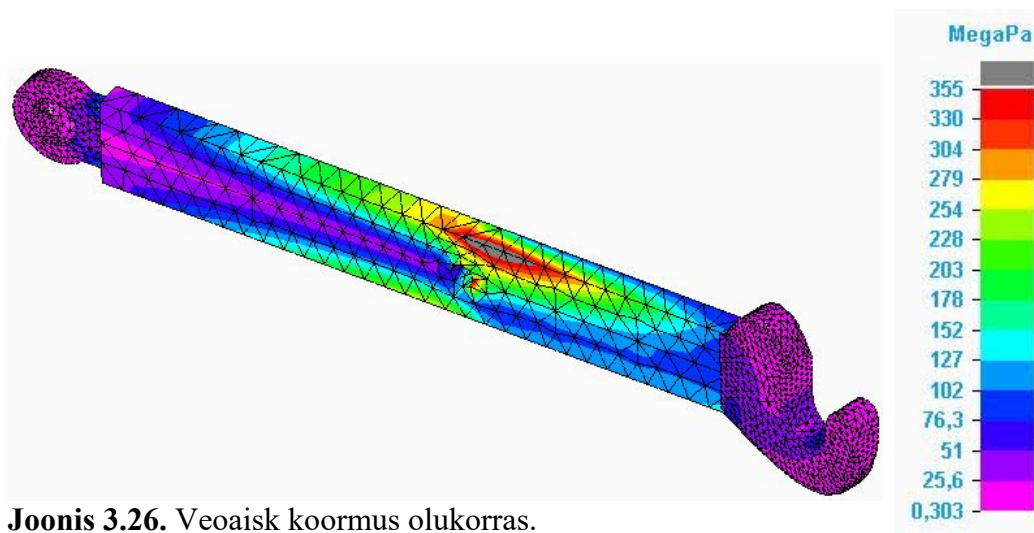
Joonis 3.24. Tõstesilindri kinnitussõlm koormatud olukorras erinevatel ristlõigetel.

Joonisel 3.24 on kujutatud tõstesilindrite alumise kinnitussõlme simulatsioone (alumise sõlm toetub alusraamile, ülemine toestab tõstemehhanismi) ning antud sõlmes mõjuvad globaalsete telgede suhtes koormused R_{9x} ja R_{9y} . Joonisel 3.20 on kujutatud koormuse jaotumist tõstesilindri kinnitusdetailis (kolmnurkne detail) kahe erineva simulatsiooni korral. Vasakpoolses olukorras on kinnitusdetaili paksus 10mm. Vasakpoolsel olukorral on näha värvispektri alusel halli värvusega tekkivad pingeväljad, mille suuruse ja asukoha tõttu tekkis vajadus teostada lisasimulatsioon, et hinnata detaili vastupidavust. Parempoolsel olukorral on detaili paksus 15mm, kuid materjal ning koormused on identsed joonise vasakpoolse olukorraga. Joonisel kujutatud olukordadel on näha, et ristlõike suurendamisel koormuse jaotumise suunad ei muutu, kuid materjalis tekkivad pinged on suurema ristlõike korral väiksemad. Mõlemal juhul on lokaalsete piirpinge kogumikke näha detaili alumises servas, kuid joonise vasakpoolse olukorra puhul on piirpinge ületanud pingevälja liialt suured, et niivõrd olulise sõlme projekteerimisel jätta seda asjaolu arvestamata. Teostatud võrdluse tulemusel valitakse kujutatud sõlme lahenduseks parempoolses olukorras seatud tingimused, mille puhul on pingekonsentratsioonid väikesed ning konstruktsioon on püsiv.



Joonis 3.25. Veoaisa kinnitussõlm koormusolukorras.

Joonisel 3.25 on kujutatud veoaisa ja alusraami ühenduspunkti (sõlm 8) koormuslikku olukorda. Joonisel näidatud detaili materjaliks on valitud konstruktsiooniteras *S355J0* ning sellelt on selgesti näha, et veosõrmele konstrueeritud astmel tekivad lokaalsed pingete kontsentratsioonid. Joonisel kujutatud analüüsi põhjal saab järeldada, et sõlme konstruktsioon on püsiv ning pingete kontsentratsioon pinna väiksus ei mõjuta sõlme püsivust.



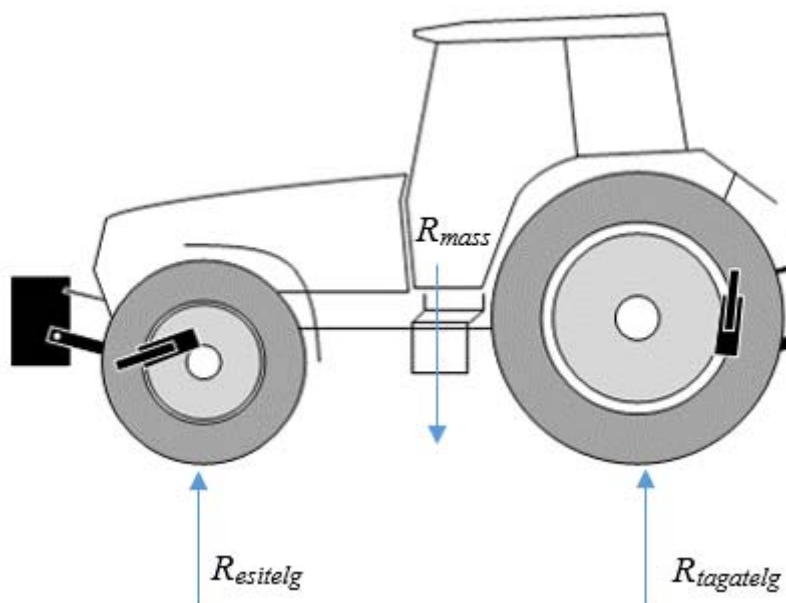
Joonis 3.26. Veoaisk koormus olukorras.

Joonisel 3.26 on kujutatud rippsüsteemi veoaiska koormatud olukorras. Joonisel kujutatud tingimustel on vaadeldavaks detailiks veoaisa latt, mille koormustaluvus ei ole teada. Lati otses olevate detailid on toodetud III kategooria rippsüsteemidele, mistõttu on peavad olema nende detailide koormustaluvused sobilikud. Veoaisa lati koormusanalüüsist on näha, et püsttõmmitsa ühendussõlmes (sõlm 4) tekib suurim pinge ning väikse pingeväljana on

kujutatud ka piirpinge ületamine, kuid kirjeldatud väli on piisavalt väike, mistõttu ei ole vaadeldava detaili suhtes vajalik seda arvestada. Vaadeldav detail on ristlõikega 35x110 mm ning materjalina on kasutatud konstruktsiooniterast *S355J0*. Eelnevate koormusanalüüside põhjal saab järeldada, et katsestendi alusraam on püsiv ja talub määratud koormusi.

3.3. Töömasinate kaalujaotus

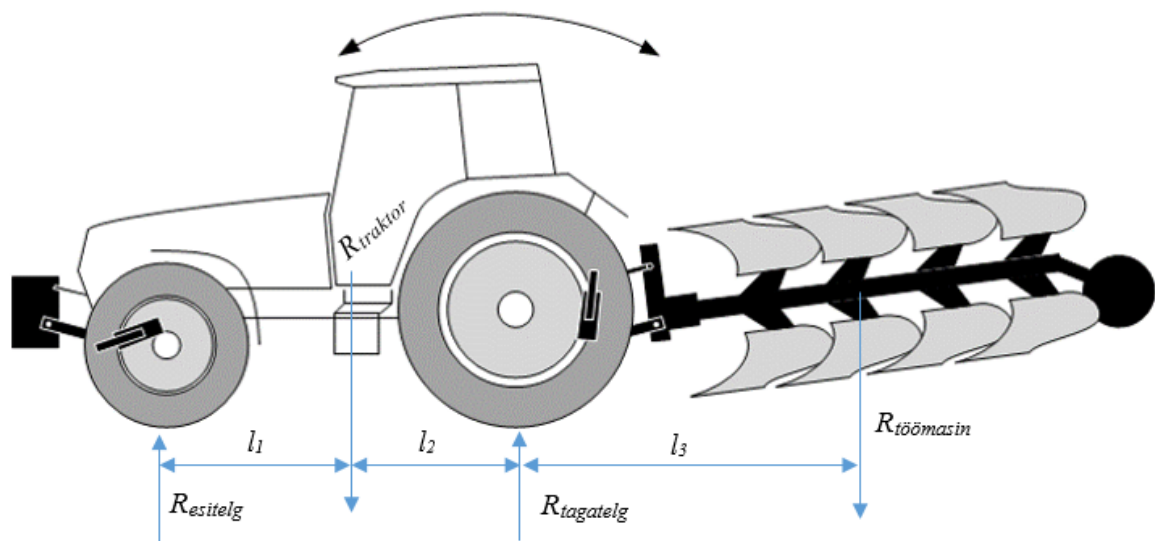
Erinevate põllu- ja metsatöömasinate kasutamisel on vajalik arvestada asjaolu, et igasuguse töömasina ja traktori komplekti koostamisel on tarvilik hinnata nende omavahelisi seoseid. Üleüldine seos töömasina ja traktori vahel on nende kaalujaotus, mis sõltub traktori massi raskuskeskme asukohast, traktori telgede vahest ning töömasina massi raskuskeskme asukohast traktori telgede suhtes. Täpsemalt on ilma töömasinata traktori mass jaotatud esi- ja tagatelje vahel ning kirjeldatud osakaal sõltub traktori ehitusest (nt. mootori, kabiini ja käigukasti asukoht). Traktori raskuskeskme asukohta ja massi jaotumist on kujutatud järgneval põhimõtte skeemil (joonis 3.27.) [5] [6]



Joonis 3.27. Traktori raskuskeskme jaotumine tugipunktidele. [7]

Kui lisada traktorile töömasin, siis tekib traktori ja töömasina ühine raskuskeskne, mille asukoht mõjutab otseselt, kuidas muutub traktori ja töömasina kaalujaotus. Kaalujaotust on võimalik leida üldlevinud mehaaniliste võrranditega, mille jaoks koostatakse tasakaalutingimus tugipunktide ja töömasina massi raskuskeskme asukohta arvestades.

Kirjeldatud viisil leitakse väärtused tugipunktides, mis kirjeldab, kuidas töömasina mass mõjutab koormust tugipunktides. Lisaks sellele tuleb teada traktori massi raskuskeskmest tulenevaid koormusi tugipunktidele (telgedele), mis üldjuhul on teada traktori tehnilistest andmetest. Teades traktori raskuskeskme ning töömasina raskuskeskme parameetreid, saab leida üldseoste põhjal tasakaalutingimused, mille põhjal on võimalik hinnata traktori ja töömasina kaalujaotust. Kirjeldatud kaalujaotuse tasakaalutingimuse on kujutatud alljärgneval joonisel 3.28.



Joonis 3.28. Traktori ja töömasina ühise raskuskeskme jaotumine tugipunktidele. [7]

Joonisel 3.28 kujutatud suuruste põhjal on võimalik leida koormused tugipunktides ja saame hinnata tekkivat koormust traktori rehvides ja telgedes. Tugipunktides tekkivad koormused on leitavad alljärgnevate seostega.

$$\sum R_{\text{taga}} = R_{\text{esi}} \cdot (l_1 + l_2) - R_{\text{töõmasin}} \cdot l_3 = 0 \quad (3.26)$$

$$R_{\text{esi}} = \frac{R_{\text{töõmasin}} \cdot l_3}{l_1 + l_2}$$

$$\sum R_{\text{esi}} = R_{\text{traktor}} \cdot l_1 - R_{\text{taga}} \cdot (l_1 + l_2) + R_{\text{töõmasin}} \cdot l_3 = 0 \quad (3.27)$$

$$R_{\text{taga}} = \frac{R_{\text{traktor}} \cdot l_1 + R_{\text{töõmasin}} \cdot l_3}{l_1 + l_3}$$

kus R_{esi} on esitelje tugikoormus kN ;

R_{taga} – traktori tagatelje tugikoormus kN ;

$R_{töomasin}$ – töömasina raskusjõud kN ;

l_1 – distant traktori esitelje ja traktori raskuskeskme vahel m ;

l_2 – distant traktori tagatelje ja traktori raskuskeskme vahel m ;

l_3 – distant traktori tagatelje ja töömasina raskuskeskme vahel m .

$$\sum R_{taga} = R_{esi} \cdot (l_1 + l_2) - Q_3 \cdot l_4 = 0 \quad (3.28)$$

$$Q_3 = \frac{R_{esi} \cdot (l_1 + l_2)}{l_4}$$

kus Q_3 on 3. sõlmes tekkiv põikjõud (haakepunkti suurim lubatud koormus) kN ;

R_{esi} - esitelje tugikoormus kN ;

l_1 - distant traktori esitelje ja traktori raskuskeskme vahel m ;

l_2 - distant traktori tagatelje ja traktori raskuskeskme vahel m ;

l_4 - distant traktori tagatelje ja haakepunkti (sõlm 3) vahel m .

Lisaks eelnevalt nimetatud seoste ning alajaotises 3.1. leitud seoste arvestamisel on võimalik koostada kombineeritud võrrandid, mille esimese etapina on võimalik leida suurim lubatud koormus traktori veoaisa haakepunktis (valem 3.28). Teise etapina on võimalik käesoleva töö peatükis 3.1 sõlmede eraldamise meetodil leitud võrrandite teisendamine sellisel kujul, et leitakse katsetatava töömasina poolt tekkiv koormus veoaisa haakepunktile (Q_3). Selleks, et leida kirjeldatud koormus, on vajalik mõõta rõhku katsestendi tõstemehhanismi tõstesilindrites ning mõõdetud rõhu väärtuse põhjal on võimalik leida koormus veoaisa haakepunktis. Peatükis 3.1 leitud seoste põhjal on teisendatud alljärgnev võrrand.

$$Q_3 = \frac{L_2 \cdot L_4 \cdot N_{6-9} \cdot \cos(\alpha_6) \cdot \cos(\gamma_4)}{\cos(\delta_5) \cdot (L_1 + L_2) \cdot (L_3 + L_4)} \quad (3.29)$$

kus Q_3 on 3. sõlmes tekkiv põikjõud kN ;

N_{6-9} - 6. ja 9. sõlme vahelise lüli pikijõud kN ;

L_1 - lüli N_{3-4} pikkus mm ;

L_2 - lüli N_{4-8} pikkus mm ;

L_3 - lüli N_{5-6} pikkus mm ;

L_4 - lüli N_{6-7} pikkus mm ;

α_6 - lokaalse $T6$ -telje ja lüli N_{6-9} vaheline nurk $^\circ$;

- γ_4 - lokaalse $T4$ -telje ja lüli N_{4-5} vaheline nurk $^{\circ}$;
- δ_5 - lokaalse $T5$ -telje ja lüli N_{4-5} vaheline nurk $^{\circ}$.

Kirjeldatud viisil on leitud valemiga 3.28 traktori poolt suurim lubatud koormus veoaisa haakepunktis (Q_3 põikjõud) ning valemiga 3.29 on leitud töömasina poolt reaalselt tekkiv koormus veoaisa haakepunktis, mille tulemusel saadakse kaks võrreldavat väärtust. Leitud väärtuste põhjal on võimalik konkreetse väärtusena näha, kuidas muutub koormus traktori tugipunktides. Lisaks sellele saab näha, missugustel tingimustel on võimalik kaalujaotust mõjutada traktorile paigaldatavate lisaraskustega. Kirjeldatud analüüsi põhjal saame hinnata, kas traktor ja töömasin on omavahel sobivas koosluses ning missugused on põhikriteeriumid (nt. lisaraskuste optimaalne suurus ja paigutus), mida on vajalik täita, et säilitada soovitud parameetrid.

4. KATSESTENDI ABISÜSTEEMID

4.1. Hüdraulikasüsteem

Katsestendil kasutatav hüdraulikasüsteem on vajalik, et juhtida rippsüsteemi tõstemehhanismi ning töömasinate ja –seadmete hüdraulikasüsteemi survestada või juhtida. Hüdraulikasüsteemi põhiparameetrid on võetud lähtuvalt traktorite suhtes kehtivatest nõuetest. Katsestendi hüdraulikasüsteemina kasutatakse Estre Masinaehituse toodanguks oleva hüdrojaama *EPP-4.0* komponente. Hüdraulikasüsteemis kasutatakse hüdrojaama elektrimootorit, hüdropumpa ning elektrimootori ja hüdropumba ühenduskomplekti (sidur, ühenduskoda) ning lisaks kasutatakse nelja sektsioonilist hüdrojaoturit, mida Estre Masinaehitus kasutab erinevatel toodangugruppidel hüdraulikasüsteemide juhtimiseks (nt. halumasina ja puulõhkuri juhtimiseks).

Hüdraulikasüsteemi põhikomponendid on:

- 1) hüdropump;
- 2) nelja sektsiooniline hüdrojaotur;
- 3) tõstesilindrid;
- 4) hüdrauliline pikitõmmit;
- 5) rõhuandurid;
- 6) hüdrovedeliku paak;
- 7) hüdrovedeliku puhastusfilter.

Hüdraulikasüsteem toimib ringsüsteemina, mida on kujutatud töö lisas (lisa B 6. lehel) . Hüdropump (tähis *+L3-PI*) imeb hüdrovedelikku paagist (tähis *-TI*), sealjuures läbib vedelik ka puhastusfiltrit (tähis *-F3*). Hüdropump, mida käitatakse elektrimootoriga (tähis *+L3-MI*), surub hüdrovedelikku nelja sektsioonilisse hüdrojaoturisse. Nelja sektsiooniline hüdrojaotur koos sisseehitatud rõhuregulaatoriga on kujutatud tähisega *-JI*. Kui vedelikku tööks ei kasutata, siis läbib vedelik hüdrojaoturi ja vedelik suunatakse paaki tagasi. Iga sektsioon on ehituselt eraldi mõjutatav, mis tähendab, et kui üks sektsioon suletakse töö tegemiseks, siis teiste sektsioonide võimekus sellest ei sõltu. Kui sektsioon suletakse töö tegemiseks, siis suletud sektsioonis hüdrovedeliku vool paaki suletakse ja avatakse vool vastava sektsiooni surveahelasse. Katsestendi hüdraulikasüsteem sisaldab lisaks eelnevale ka rippsüsteemi tõstemehhanismi, täpsemalt tõstesilindrid (tähised *-C2* ja *-C3*) ning

hüdrauliline pikitõmmit (tähis $-CI$). Tõstemehhanismi abil on võimalik töömasinat tõsta või langetada. Lisaks on hüdraulikasüsteem varustatud elektrilise rõhuanduriga (tähis $+L3-R3$), mis tõstesilindrites olevast rõhust genereerib elektrilise signaali, mida elektroonikaplokk on võimeline tuvastama.

Tõstemehhanismi optimaalseks toimimiseks on vajalik piisava läbimõõduga tõstesilindrite kasutamine. Tõstesilindris tekkiv koormus on välja arvatud valemiga 3.14 ning väärtus on kujutatud tabelis 3.11 (vt. peatükk 3.1).

$$A_{min} = \frac{N_{6-9}}{p_h} = 6874 \text{ mm}^2, \quad (4.1)$$

kus A_{min} on tõstesilindri minimaalne kolvipindala mm^2 ;

N_{6-9} - tõstesilindris tekkiv pikijõud kN ;

p_h - hüdraulikasüsteemi normeeritud töö rõhk bar .

$$d = \sqrt{\frac{A_{min}}{\pi}} \cdot 2 = 93,5 \text{ mm} \quad (4.2)$$

kus d on tõstesilindri kolvi minimaalne läbimõõt mm ;

A_{min} - tõstesilindri minimaalne kolvipindala mm^2 .

Võrrandite 4.1 ja 4.2 abil on leitud tõstesilindri kolvi minimaalne läbimõõt d , mille alusel on võimalik valida tõstemehhanismi jaoks sobiliku suurusega tõstesilindrid. Arvutustes leitud väärtus d on vähim lubatud läbimõõt, millega tõstesilindri töövõime antud koormuse tõstmiseks on saavutatav. Tõstesilindrite valimisel tuleb kolvi läbimõõdu väärtust suurendada vastavalt silindrite tootmis standarditele.

4.2. Käitussüsteem

Katsestendil kasutatav käitussüsteem on vajalik, et käitada töömasinaid ja –seadmeid, millel on mehaanilise ajamiga süsteem. Estre Masinaehituse toodangust on sellised seadmed nt. poomniiduk, halumasin, vints ning lumepuhur. Kirjeldatud seadmeid on vajalik käitada välise süsteemi abil eelkõige seetõttu, et tegemist on mehaanilise ajamiga (nt. lumepuhur ja vints) või suuremahuline hüdraulikasüsteem, mille puhul ei ole võimalik töömasinat käitada traktori või katsestendi hüdraulikasüsteemist (nt. poomniiduk). Käitussüsteemi projekteerimisel on võetud aluseks Estre Masinaehituse tähelepanek, et kunagise

käitusseadmena kasutati otselülitusega, jäigalt ühendatud, elektrimootorit, mille võimsus oli 22 kW. On teada, et ettevõtte üldine elektrisüsteemi koormus on sedasi jaotatud, et kirjeldatud võimsust ületada hetkel ei ole mõistlik. Sellest tulenevalt on valitud katsestendi käitussüsteemi käitamiseks elektrimootor väljundvõimsusega 22 kW, kuid muu süsteemi osad tuleb valida selliselt, et hilisemalt oleks võimalik katsestendi käitussüsteemi võimekust tõsta võimalikult vähese ressursikuluga. Käitussüsteemi jaoks vajalik hüdropump ja hüdromootor valitakse alljärgnevate tehniliste arvutuste põhjal.

$$q_p = n_{el} \cdot V_p \cdot \mu_v = 58,25 \frac{L}{min}, \quad (4.3)$$

kus q_p on hüdropumba mahttootlikkus L/min ;

n_{el} - elektrimootori pöörlemissagedus $1/min$;

V_p - hüdropumba pöördtootlikkus cm^3/min ;

μ_v - mahuline kasutegur.

$$p_p = \frac{P_{el} \cdot \mu_t}{q_p} = 185,8 \text{ bar}, \quad (4.4)$$

kus p_p on pumba arendatav töö rõhk bar ;

P_{el} - elektrimootori väljundvõimsus kW ;

μ_t - mehaaniline kasutegur;

q_p - hüdropumba mahttootlikkus L/min (valem 4.3).

Arvutuste põhjal leiti esmalt hüdropumba mahttootlikkus (valem 4.3) ning selle põhjal pumba poolt arendatav töö rõhk valitud elektrimootoriga käitamisel (valem 4.4). Nimetatud arvutuste põhjal valime süsteemile normeeritud töö rõhu. Töö rõhu normeerimisega on võimalik tagada töökindlus, et elektrimootor ei peaks pidevalt töötama ülekoormuse piiril ning töö rõhk oleks igas olukorras saavutatav. Normeeritud töö rõhuks valime 180 bar. Katsestendi projekteerimistingimustest ning töö raames teostatud arvutuste põhjal on võimalik leida hüdromootori tehnilised parameetrid.

$$q_m = n_m \cdot V_m \cdot \mu_v = 57 \frac{L}{min}, \quad (4.5)$$

kus q_m on hüdromootori mahttootlikkus L/min ;

n_m - hüdromootori väljundvõlli pöörlemissagedus $1/min$;

V_m - hüdromootori pöördtootlikkus cm^3/min ;

μ_v - mahuline kasutegur.

Võrrandite 4.3 ja 4.5 põhjal on näha, et hüdropumba mahttootlikkus on suurem kui hüdromootori mahttootlikkus, mis on vajalik, et hüdromootor saavutaks ettemääratud tehnilised parameetrid. Järgnevalt leitakse käitussüsteemi poolt arendatavad parameetrid.

$$P_m = \frac{p_p \cdot q_m}{\mu_t} = 20,85 \text{ kW}, \quad (4.6)$$

kus P_m on hüdromootori väljundvõimsus kW ;

p_p - hüdromootori normeeritud töö rõhk bar ;

q_m - hüdromootori mahttootlikkus L/min ;

μ_t - mehaaniline kasutegur.

$$M_m = \frac{P_m}{n_m} = 199,14 \text{ Nm}, \quad (4.7)$$

kus M_m on hüdromootori pöördemoment Nm ;

P_m - hüdromootori võimsus kW ;

n_m - hüdromootori väljundvõlli pöörlemissagedus $1/min$.

$$P_m = \frac{p_{max} \cdot q_m}{\mu_t} = 40,55 \text{ kW}, \quad (4.8)$$

kus P_{max} on hüdromootori suurim väljundvõimsus kW ;

p_{max} - hüdromootori suurim lubatud töö rõhk bar ;

q_m - hüdromootori mahttootlikkus L/min ;

μ_t - mehaaniline kasutegur.

Eelnevate arvutuste põhjal on võimalik hinnata, et käitussüsteemi jaoks valitud hüdropumba ja hüdromootori parameetrid on omavahel kooskõlas. Lisaks sellele, näitab võrrandiga 4.8 leitud väärtus, et hüdromootoril on tehniline väljundvõimsus kuni $40,55 \text{ kW}$ antud katsestendi tööparameetrite saavutamiseks. Katsestendi käitussüsteemi komponentide tehnilised andmed on välja toodud alljärgnevas tabelis 4.1.

Tabel 4.1. Käitussüsteemi põhikomponendid [8]

Tähis	Nimetus	Tootja	Tootekood	Kommentaar	Kogus, tk
+L3-P2	Hüdropump	ABER	BI40M	$42 \text{ cm}^3/pöördele$	1
+L3-M3	Hüdromootor	ABER	MBI60M7DA	$60 \text{ cm}^3/pöördele$	1
+L3-M2	Elektrimootor	ABB	3GAA 182 112 ABA	22 kW	1

Katsestendi käitussüsteem on mehhanismilt hüdrauliline ning toimib ringsüsteemina, mille hüdraulikaskeem on kujutatud töö lisades (lisa B 5. lehel). Hüdropump (tähis $+L3-P2$) imeb hüdrovedelikku paagist (tähis $-T1$), sealjuures läbib vedelik ka puhastusfiltrit (tähis $-F4$). Hüdropump, mida käitatakse elektrimootoriga (tähis $+L3-M2$), surub hüdrovedelikku proportsionaalklappi (tähis $-Q9$). Kui proportsionaalklapp on suletud, ehk hüdromootorit ei rakendata, siis suunatakse hüdrovedelik läbi rõhuregulaatori (tähis $-R4$) tagasi paaki. Rõhuregulaator hoiab süsteemis püsivalt ettemääratud töö rõhku. Proportsionaalklapi rakendamisel suunatakse hüdrovedelik hüdromootorisse (tähis $+L3-M3$), mille tulemusel rakendub hüdromootor. Proportsionaalklapiga reguleeritakse hüdromootorisse suunatava vedeliku vooluhulka. Vastavalt vooluhulga suurusele, arendab hüdromootor väljundvõimsust. Hüdromootorist suunatakse hüdrovedelik tagasi paaki.

4.3. Kontroll-süsteem

Käesoleva töö raames projekteeritud katsestendi täiendavate omadustena on katsestendil kontroll-süsteem, mis juhib ja kontrollib katsestendi erinevate süsteemide toimingud ja funktsioone. Kontroll-süsteem tugineb programmeeritavale kontrolleri (PLC) ning teistesse süsteemidesse paigaldatud komponentide poolt väljastatud elektrilistele signaalidele. Kontroll-süsteemil on mitmeid erinevaid funktsioone ja ülesandeid.

Juhtimisfunktsioonina teostab kirjeldatud süsteem käitussüsteemi juhtimist. Kontrolleri tuvastab juhtnuppude põhjal operaatori poolt soovitud tegevused, milleks on käitusvõlli pöörlemissageduse suurendamine, vähendamine või soovitud väärtuse fikseerimine. Kontrolleri saadetakse pööreteanduri elektriline signaal, mille põhjal kontrolleri tuvastab programm-koodi alusel võlli pöörlemissageduse ning eelnevaid tingimusi arvestades juhib kontrolleri käitussüsteemi proportsionaalklappi, et viia käitusvõlli reaalne pöörlemissagedus vastavusse operaatori poolt soovitud väärtusega. Programm-kood peab olema koostatud selliselt, et käitussüsteemi kasutamine oleks operaatorile ohutu ning jälgitav.

Kontrollimisfunktsioonina on kirjeldatud süsteemil ülesanne kontrollida ja kuvada katsestatava töömasina kaalujaotuse parameetrid. Peatükis 3.1 kasutatud osakoormuste võrrandeid teisendades ja lihtsustades, koostati terviklik võrrand (valem 3.29), millega on võimalik leida veoaisa haakepunktis (sõlm 3) tekkiv koormus, mis on põhjustatud töömasina

raskusjõust ja raskuskeskme asukohast. Kirjeldatud väärtuse leidmiseks on vajalik tõsta katsetatav töömasin katsestendi tõstemehhanismi abil ettenähtud asendisse. Saavutades soovitud asendi, arvestab võrrand katsestendi konstruktsioonilisi parameetreid ja tõstesilindris tuvastatud rõhku.

4.4. Elektrisüsteem

4.4.1. Elektrisüsteemi üldine kirjeldus

Katsestendil kasutatav elektrisüsteem on vajalik, et katsestendi hüdraulika- ja käitussüsteemi juhtida. Lisaks on katsestendiga vajalik pingestada töomasinate ja –seadmete juhtimispulte ning elektrisüsteeme. Katsestendi elektrisüsteem on pingestatud kolmefaasilise vahelduvvoolu võrgupingega ning süsteemi projekteerimisel on kasutatud rahvusvahelise elektristandardi *IEC (International Electrical Certification)* tähistusi ja sümboleid. Käesolevas töös kujutatud elektrisüsteemi jooniste ja skeemide koostamiseks on kasutatud *SolidWorks Electrical* joonestustarkvara. Katsestendi elektrisüsteemi põhifunktsioonid on kujutatud funktsionaalskeemil (lisa B 1. lehel), millel on kujutatud kõikide abisüsteemide põhielemendid ning vajalike signaalide skeem. Katsestendi elektrisüsteem on jaotatud vahelduvvoolu peaaheleks, vahelduvvoolu juhtimisahelaks ning alalisvoolu ahelaks.

4.4.2. Vahelduvvoolu peaahele

Vahelduvvoolu peaahele on kujutatud käesoleva töö lisa (lisa B 2. leht) ning nimetatud ahelal on välja toodud kogu elektrisüsteemi koormusskeem. Nimetatud skeemil on välja toodud kõik koormusahela funktsioneerimiseks vajalikud komponendid. Elektrisüsteem on varustatud peakaitselülitiga *Q1*. Peakaitselüliti (*Q1*) rakendamisega pingestatakse kogu katsestendi elektrisüsteem. Elektrisüsteem sisaldab erinevaid koormusahelaid, mis ei ole omavahel seotud. Elektrisüsteemi esimene ahela osa on rippsüsteemi hüdraulikasüsteemi rakendamiseks. Kolmefaasiline toitevool läbib kaitselüliti *Q2*, termoreleed *RT1* ning kontaktori *3-K1* jõukontakte. Kaitselüliti *Q3* rakendamisega pingestatakse kirjeldatud ahel ning elektrimootori *M1* juhtimine toimub kontaktori *3-K1* rakendamisega.

Elektrisüsteemi teine ahela osa on käitussüsteemi hüdraulikasüsteemi rakendamiseks. Kolmefaasiline toitevool läbib kaitselüliti $Q3$ ning sujuvkäiviti $2-K3$. Kaitselüliti $Q3$ rakendamisega pingestatakse kirjeldatud ahel ning elektrimootori $M2$ juhtimine toimub sujuvkäiviti $2-K5$ rakendamisega. Kirjeldataval joonisel on kujutatud ka sujuvkäiviti juhtimine. Sujuvkäiviti juhtimiseks kasutatakse surunuppe $S3$ ja $S4$ ning indikaatorilampi $H2$. Sujuvkäiviti väljastab 24-voldist alalisvoolu, millega pingestatakse normaalselt avatud kontaktidega surunupp $S3$ ning normaalselt suletud kontaktidega surunupp $S4$. Surunupu $S3$ rakendamisega pingestatakse sujuvkäiviti kontakt $LI2$, mille tulemusel elektrimootor $M2$ rakendatakse. Surunupu $S4$ rakendamisel katkestatakse sujuvkäiviti kontakti LII pingestamine ning selle tulemusel elektrimootor $M2$ seisatakse. Kui sujuvkäiviti on režiimis, mis rakendab elektrimootorit, siis rakendatakse sujuvkäiviti lülituskontaktidega RIA ja RIC lülitamisega indikaatorlamp $H2$.

Elektrisüsteemi kolmas ahela osa on 24-voldise alalispinge rakendamiseks. Ühefaasiline toitevool läbib kaitselüliti $Q4$, pingetransformaatorit $G2$ ning kontaktori $3-K2$ jõukontakte. Kaitselüliti $Q4$ rakendamisega pingestatakse kirjeldatud ahel ning pingetransformaatori $G2$ rakendamisega pingestatakse järgnev ahel 24-voldise alalispingega ning pistikupesa $E1$ pingestamine toimub kontaktori $3-K2$ rakendamisega.

Elektrisüsteemi neljas ahela osa on 12-voldise alalispinge rakendamiseks. Ühefaasiline toitevool läbib kaitselüliti $Q5$, pingetransformaatorit $G1$ ning kontaktori $3-K3$ jõukontakte. Kaitselüliti $Q5$ rakendamisega pingestatakse kirjeldatud ahel ning pingetransformaatori $G1$ rakendamisega pingestatakse järgnev ahel 12-voldise alalispingega ning pistikupesa $E2$ pingestamine toimub kontaktori $3-K3$ rakendamisega.

Elektrisüsteemi viies ahela osa on elektroonikaploki ja katsestendi valgustuse rakendamiseks vajaliku 12-voldise alalispinge rakendamiseks. Ühefaasiline toitevool läbib kaitselüliti $Q6$, pingetransformaatorit $G3$ ning kontaktori $3-K4$ jõukontakte. Kaitselüliti $Q6$ rakendamisega pingestatakse kirjeldatud ahel ning pingetransformaatori $G3$ rakendamisega pingestatakse järgnev ahel 12-voldise alalispingega ning elektroonikaploki ja katsestendi valgustuse ahela rakendamine toimub kontaktori $3-K4$ rakendamisega.

Tabel 4.2. Elektrisüsteemi peaaahela komponendid [9]

Tähis	Nimetus	Tootja	Tootekood	Kommentaar	Kogus, tk
-Q1	Pealüliti	Schneider	28905	80 A	1
-Q3	Kaitselüliti	Schneider	A9K23350	50 A	1
-Q2	Kaitselüliti	Schneider	A9K22310	10 A	1
-Q4	Kaitselüliti	Schneider	GB2DB10	5 A	1
-Q5; -Q6	Kaitselüliti	Schneider	GB2DB07	2 A	2
-3-K1; -3-K2; -3-K3; -3-K4	Kontaktor	Schneider	LC1D12P7	12 A	4
-3-K5	Sujuvkaiviti	Schneider	ATS22D62Q	62 A	1
+L2-S4	Surunupp	Schneider	XB4BA4322	NC kontakt	1
+L2-S3	Surunupp	Schneider	XB4BA3311	NO kontakt	1
+L2-H2	Indikaatorlamp	Schneider	XB4BV43	Roheline	1
+L3-M2	Elektrimootor	ABB	3GAA 182 112 ABA	22 kW	1
+L3-M1	Elektrimootor	Universal Motors	UHMA 112-M2 B5	4 kW	1
-G2	Pingetransformaator	Schneider	ABL1REM24100	24 VDC; 10 A	1
-G1	Pingetransformaator	Schneider	ABL1RPM12083	12 VDC; 8,3 A	1
-G3	Pingetransformaator	Schneider	ABL1REM12050	12 VDC; 5 A	1
+L3-E1; +L3-E2	Pistikupesa	-	-	24 VDC; 12 VDC	2

Tabelis 4.2 on kujutatud kõik elektrisüsteemi peaaahelasse kuuluvad komponendid, mille seletuskiri on eelnevalt kirjeldatud.

4.4.3. Vahelduvvoolu juhtimisahel

Vahelduvvoolu juhtimisahel on kujutatud lisa (lisa B 3. lehel) ning nimetatud ahelal on kujutatud elektrisüsteemi juhtimiseks vajalikke komponente. Juhtimisahel sisaldab lülitatavaid sulavkaitsemeid ($F1; F2$), pöördlüliteid ($S6; S7; S8$), hädalüliti ($S5$), surunuppe ($S1; S2$) kontaktorite mähiseid ($3-K1; 3-K2; 3-K3; 3-K4$), kontaktorite abikontakte ($3-K1; 3-K2$) ning signaallampe ($H1; H3$). Juhtimisahel on jaotatud kaheks eraldi osaks.

Juhtimisahela esimeses osas on kujutatud elektrimootori $M1$ juhtimisahelat. Sulavkaitse ehk sulari $F1$ rakendamisega pingestatakse pöördlüliti $S6$ põhikontaktid (pealüliti). Pöördlüliti $S6$ rakendamisega pingestatakse hädalüliti $S5$. Hädalüliti $S5$ vabastamisega pingestatakse normaalselt avatud kontaktidega surunupp $S1$ ning kontaktori $3-K1$ abikontaktid. Surunupu $S1$ rakendamisega pingestatakse normaalselt suletud surunupp $S2$ ning surunupu $S2$

normaalne olek pingestab kontaktori 3-K1 mähise ning signaallambi H1. Selle tulemusel rakenduvad kontaktor 3-K1 ja signaallamp H1. Kontaktori 3-K1 rakendumise tulemusel lülitatakse kontaktori 3-K1 abikontaktid, mille tulemusel jääb kontaktori 3-K1 mähis ja signaallamp H1 pingestatuks ning kontaktori 3-K1 jõukontaktid lülitatakse, mille tulemusel käivitub elektrimootor M1. Normaalselt suletud surunupu S2 rakendamisega katkestatakse ahel, kontaktor 3-K1 ja tema abi- ja jõukontaktid ennistuvad, mille tulemusel elektrimootor M1 seiskub ning signaallamp H1 kustub.

Juhtimisahela teises osas on kujutatud pingetransformaatorite G1, G2 ja G3 juhtimisahelat. Sulavkaitse ehk sulari F2 rakendamisega pingestatakse pöördlüüti S6 lisakontaktid (pealüüti). Pöördlüüti S6 rakendamisega pingestatakse pöördlüütid S7 ja S8. Pöördlüüti S7 rakendamisega pingestatakse kontaktorite 3-K2 ja 3-K3 mähised ning signaallamp H3, mille tulemusel signaallamp rakendub ning kontaktorite 3-K2 ja 3-K3 kontaktid lülitatakse ning pistikupesad E1 ja E2 pingestatakse. Pöördlüüti S7 vabastamisel signaallamp H3 kustub ning kontaktorid 3-K2 ja 3-K3 ennistuvad ning pistikupesade E1 ja E2 pinge katkestatakse. Pöördlüüti S8 rakendamisega pingestatakse kontaktori 3-K3 mähis, mille tulemusel kontaktori 3-K3 kontaktid lülitatakse ning alalispinge ahel pingestatakse. Pöördlüüti S8 vabastamisel kontaktor 3-K3 ennistub ning alalispinge ahel katkestatakse. Elektrisüsteemi juhtimisahela komponendid on loetletud tabelis 4.3.

Tabel 4.3. Elektrisüsteemi juhtimisahela komponendid [9]

Tähis	Nimetus	Tootja	Tootekood	Kommentaari	Kogus, tk
-F1; -F2	Sular	Schneider	A9F74170	0,5 A	2
+L2-S6; +L2-S7; +L2-S8	Pöördlüüti	Schneider	XB4BD33	NO kontakt	3
+L2-S5	Hädalüüti	Schneider	XB5AS8445	NC kontakt	1
+L2-S1	Surunupp	Schneider	XB4BA3311	NO kontakt	1
+L2-S2	Surunupp	Schneider	XB4BA4322	NC kontakt	1
+L2-H1; +L2-H3	Indikaatorlamp	Schneider	XB4BV43	Roheline	2

4.4.4. Alalisvoolu peaaahel

Alalisvoolu peaaahel kujutab katsestendile projekteeritud kontroll-süsteemi. Kontroll-süsteem on vajalik, et juhtida käitussüsteemi proportsionaalklappi (tähis $-Q9$) ning leida töomasina poolt tekitatav koormus, et hinnata kaalujaotuse muutumist. Lisaks on alalisvoolu ahelas katsestendi üldvalgustus. Ahel pingestatakse vastavate juhtimisahela toimingute põhjal. Ahel sisaldab programmeeritavat kontrolleri (PLC), pööreteandurit ($+L3-B2$), rõhuandurit ($+L3-R2$), pöörelvat lüliti ($+L2-S10$), pöördlüliti ($+L2-S9$) ning valgusteid ($+L2-H4$; $+L2-H5$; $+L2-H6$). Pöördlüliti $+L2-S9$ rakendamisel pingestatakse valgustid ($L2-H4$; $+L2-H5$; $+L2-H6$). Pöörleva lüliti $+L2-S10$ pööramisel suudab kontrolleri PLC võimeline tuvastama operaatori käsklusi. Pöörleva lüliti väärtuse põhjal suurendab või vähendab kontrolleri proportsionaalklapi $-Q9$ juhtimise kaudu käitussüsteemi hüdrovedeliku vooluhulka.

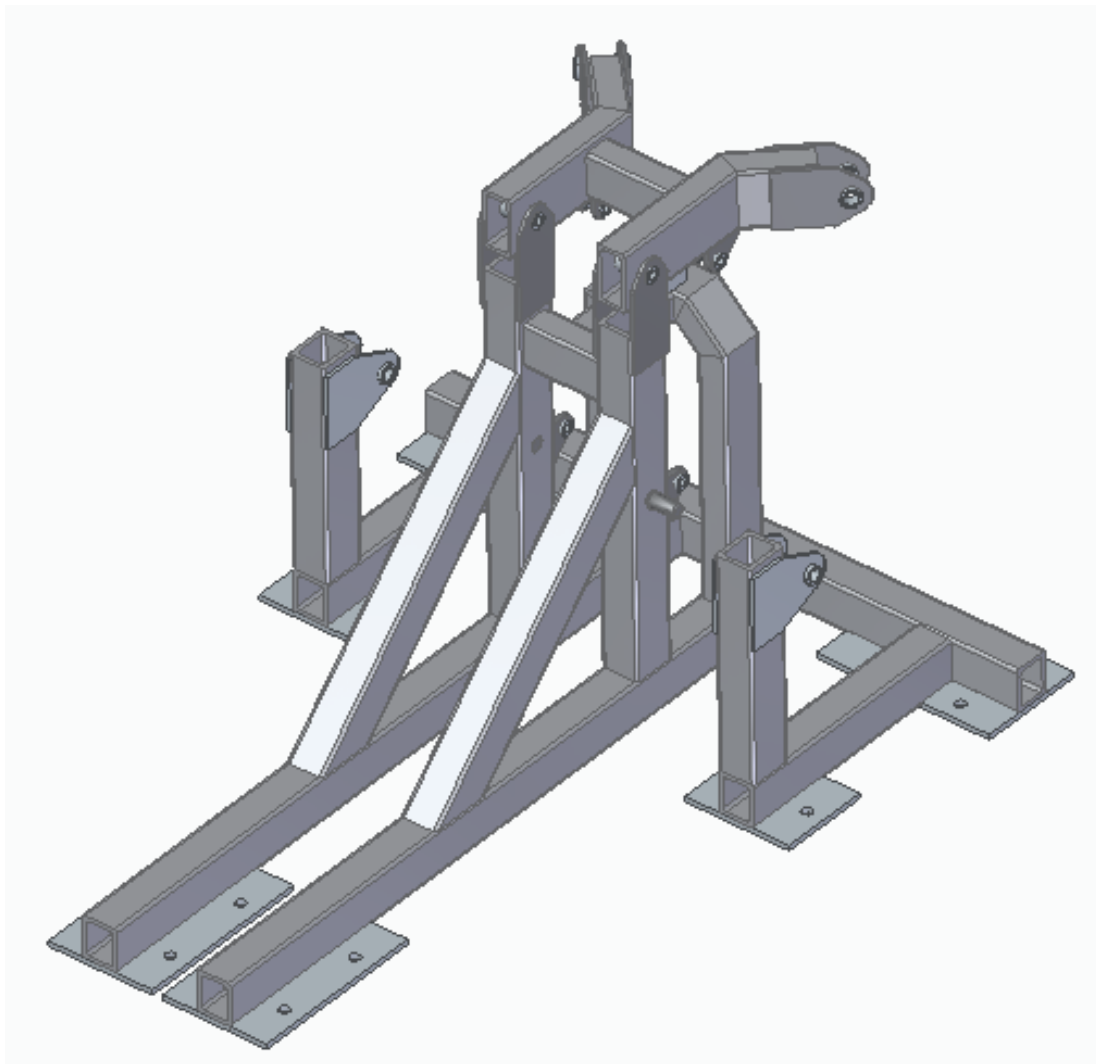
Tabel 4.4. Elektrisüsteemi alalisvoolu ahela komponendid [9]

Tähis	Nimetus	Tootja	Tootekood	Kommentaar	Kogus, tk
$+L2-S9$	Pöördlüliti	Schneider	XB4BD33	NO kontakt	1
$+L2-S1$	Surunupp	Schneider	XB4BA3311	NO kontakt	1
$+L2-S2$	Surunupp	Schneider	XB4BA4322	NC kontakt	1
$+L3-H4$; $+L3-H5$; $+L3-H6$	Valgusti	IKH	ST86005A	LED	3
$-PLC$	Kontroller				1
$+L2-S10$	Pöörlev nupp				1
$+L3-R2$	Rõhuandur	Telemecanique Sensors	XMLG250D71	Kuni 250 bar	1
$+L3-B2$	Impulss-andur			lähedusandur	1

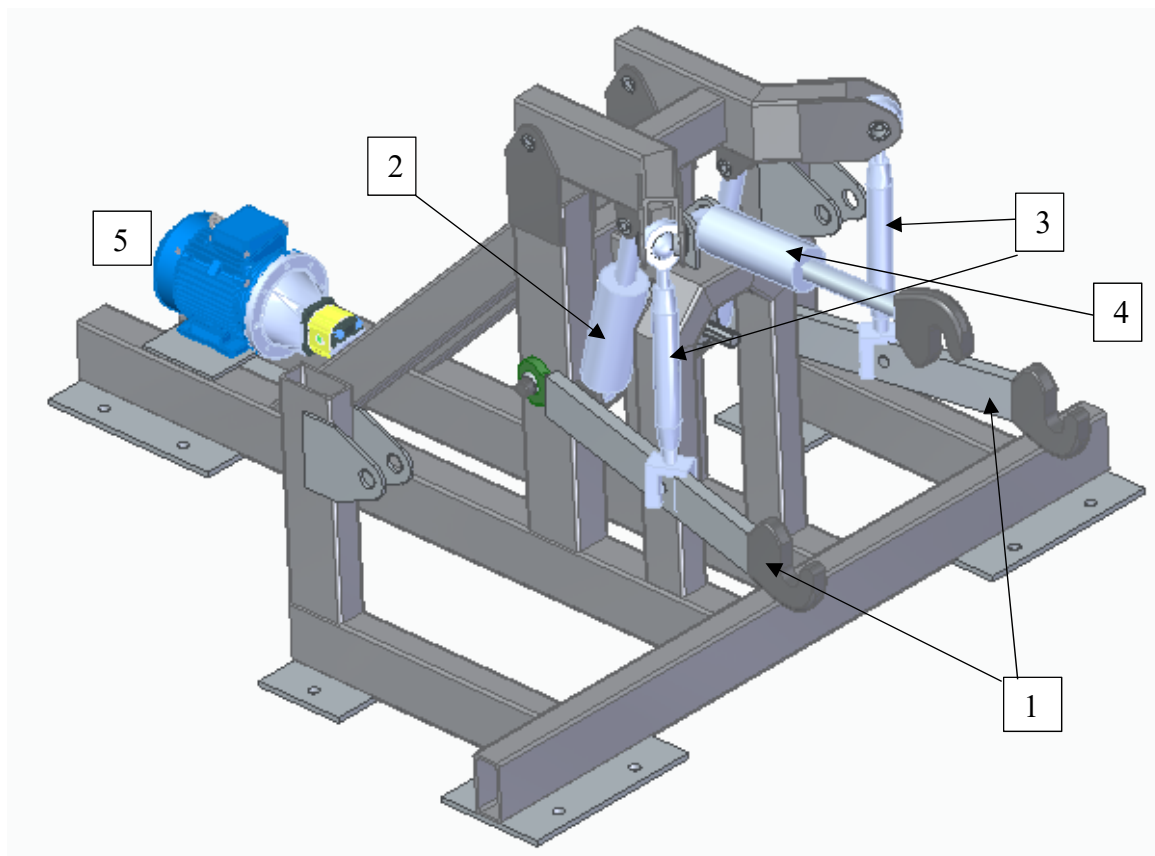
Tabelites 4.1, 4.2, 4.3 ja 4.4 on välja toodud katsestendi abisüsteemides kasutatavate komponentide nomenklatuur, milles on välja toodud komponentide tähised skeemidel ning nende põhifunktsioonid.

5. KATSESTENDI TERVIKLIK LAHENDUS

Käesoleva töö eelnevates peatükkides projekteeriti katsestendi üksikosad ning teostati vajalikud arvutused ja simulatsioonid, et koostada katsestendi terviklik lahendus. Katsestend sisaldab alusraami ja alusraamile kinnitatavat tõstemehhanismi, mida on kujutatud alljärgneval joonistel 5.1 ja 5.2. Kõik katsestendi tehnilised joonised on kujutatud töö A lisas.



Joonis 5.1. Katsestendi aluraam koos tõstemehhanismiga.



Joonis 5.2. Katsestat koos rippüsteemi detailidega.

Lisaks raamile on joonisel 5.2 kujutatud katsestatendi rippüsteemi erinevad osad ja detailid, mis on tarvilikud töömasinate tõstmiseks ja langetamiseks. Rippüsteemi osadeks on veoaisad (1), tõstesilindrid (2), püsttõmmitsad (3), külgtõmmitsad (puuduvad jooniselt) ning pikitõmmits (4). Lisaks põhiosadele on katsestatendile paigutatatud rippüsteemi hüdraulikasüsteemi toimimiseks vajalik hüdrojaam (5). Teiste abisüsteemide komponentide paigutuse määratleb täpsemalt katsestatendi kasutamiseks eraldatud hoone ehitus ja hoones olevate seadmete paigutus. Katsestatendi hoonesse paigutamisel kasutatakse ankrupolte, mille katsestatend kinnitatakse põranda külge, et vältida katsestatendi tahtmatut liikumist tööseadmete katsetamiste käigus. Arvestades peatükis 3.3 leitud kaalujaotuse tingimusi, saab leida katsestatendi toereaktsiooni esimesel toel alljärgneva seosega. Toereaktsiooni esimesel toel on vajalik leida, et hinnata, kas ankrupoltides tekib tõmbekoormus.

$$R_A = \frac{R \cdot l_5}{l_6} \quad (5.1)$$

kus R_A on katsestatendi esimese toereaktsioon kN ;

R - töömasina raskusjõud kN ;

- l_5 - katsestendi tagumise toe ja töömasina raskuskeskme vaheline distant mm ;
- l_6 - katsestendi tugede vaheline distant mm .

Kasutades võrrandit 5.1 selgub, et kirjeldatud toel tekib reaktsioonijõud $26,6\ kN$. Lisaks selgub, et esimese toe ankrupoltidel tekib tõmbejõud leitud väärtusega. Sellest tulenevalt valitakse ankrupoltidena M20 mõõduga ja tõmbetugevusega $16,5\ kN$. Katsestendi esimesele toele paigutatakse ankrupolte 8 tk (summarne tõmbejõud $132\ kN$), seega saab järeldada, et katsestendi kaalujaotus on sellega püsiv. [10]

KOKKUVÕTE

Käesoleva töö raames on koostatud põllumajandusmasinate katsestendi projekt, mille tulemusel on võimalik katsetada tootmises olevaid põllutöömasinaid ja -seadmeid. Käesolev projekt on koostatud ettevõttele Estre Masinaehitus ning projektis kirjeldatud seadmega suudab ettevõtte katsetada kõiki enda toodangugruppe ning sellest tulenevalt paraneb ettevõtte toodangu kvaliteet ja tootmiskiirus. Kirjeldatud katsestendi projekteerimiseks uuriti põhilisi katsetamiseks kasutatavaid seadmeid ja masinaid, lisaks uuriti ka traktoritel kasutatavaid rippsüsteeme ning nende detailide eripärasid. Rippsüsteemi kinemaatiliste seoste põhjal koostati tugevusarvutused, mille esimese osana koostati jõudude jaotumise analüüs ning teise osana koostati detailide ja mehhanismide koormusanalüüs, et hinnata kas projekteeritud katsestend talub sõlmedes tekkivaid koormusi. Lisaks töös teostatud tugevusarvutustele sisaldub töös katsestendi juhtimiseks ja kasutamiseks ning katsetatavate seadmete juhtimiseks või käitamiseks vajalike süsteemide tutvustus, kirjeldus ja tehniline lahendus. Kõikide erisüsteemide eesmärgid ja vajadused on töös välja toodud, vajadusel on süsteemides kasutatud komponentide tugevus- või koormuslikke parameetreid hinnatud arvutuste või tehniliste näitajate alusel. Rippsüsteemide kinemaatiliste parameetrite põhjal koostati matemaatilised seosvõrrandid, millele tuginedes on katsestendile projekteeritud kontroll-süsteem, mis kuvab katsetatava töömasina kaalujaotuse parameetrid ja muud tehnilised näitajad, mille suurused on vajalikud, et hinnata katsetatava töömasina sobivust erinevate traktoritega.

KASUTATUD KIRJANDUS

1. Estre Masinaehituse kodulehekül. Toote tutvustus. [veebileht]. <https://www.estre.ee/tooted> (20.04.2018)
2. ISO/DIS 730. (2006). Agricultural wheeled tractors – Rear-mounted three-point linkage – Categories 1N, 1, 2, 3N, 3, 4N and 4. International Organization for Standardization. 14 lk.
3. Klauson, A., Metsaveer, J., Põdra, P., Raukas, U. (2017). Tugevusõpetus. Tallinn: TTÜ kirjastus. 639 lk.
4. Mehaanikainseneri käsiraamat. (2012). /Toim. P.Kulu, E. Hendre. Tallinn: TTÜ kirjastus. 492 lk.
5. Department of Agricultural Engineering, “Development of a computer program for the path generation of tractor hitch points,” [on-line]. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1537511012001560> (22.03.2018)
6. S. Johansson, “Design of a three-point hitch,” *Linköping University*,“ [Online]. Available: http://www.solid.iei.liu.se/Publications/Master_thesis/2008/LIU-IEI-TEK-A--0800433--SE_Svante_Johansson (30.03.2018)
7. ResearchGate. “Comfort Evaluation Criteria for Pitching Vibration Damping of Agricultural Tractors“, [on-line]. https://www.researchgate.net/figure/CLAAS-Xerion-5000-with-test-plough-rear-and-front-weight_fig2_310767335 (15.04.2018)
8. ABER Hydraulic kodulehekül. Tootekataloog. [veebileht]. <https://www.aber.pt/product-range-of-aber/> (22.05.2018)
9. Schneider-Electric Eesti. Tootekataloog. [veebileht]. <https://www.schneider-electric.ee/et/all-products/> (25.05.2018).
10. Janere kodulehekül. Ankrupoltide tootekataloog. [veebileht]. <http://www.janere.ee/p/ankrud/> (27.05.2018)

LISAD

Lisa A. Tehnilised joonised

1. Alusraami detailide joonis
2. Alusraami paigutuse joonis
3. Alusraami koostejoonis
4. Veosõrm
5. Kinnitus aas tõstemehhanismi jaoks
6. Pikitala puks lühike
7. Kinnituskolmnurk
8. Külgtõmmita kinnitusaas
9. Põranda kinnitusplaat
10. Põranda kinnitusplaat lühike
11. Püsttõmmita puks
12. Tõstemehhanismi detailide joonis
13. Tõstemehhanismi kooste
14. Tõstesilindri puks ülemine
15. Püsttõmmita kinnitus aas
16. Pikitõmmita raam
17. Pikitõmmita kinnituskolmnurk
18. Pikitõmmita puks

Lisa B. Abisüsteemide skeemid ja joonised

1. Funktsionaalskeem
2. Elektrisüsteemi peaaahel
3. Elektrisüsteemi juhtimisahel
4. Elektrisüsteemi alalisvoolu ahel
5. Käitussüsteemi hüdraulikasüsteem
6. Tõstemehhanismi hüdraulikasüsteem
7. Elektrikilbi komponentide paigutuse joonis
8. Elektrikilbi ukse komponentide paigutuse joonis